

**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID**  
**ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR**



Estudio de la aplicación de paneles  
fotovoltaicos en el transporte  
refrigerado

Proyecto Fin de Carrera

Mateo Antonio Bermúdez Varea

Tutor: Antonio Soria Verdugo



# Índice

|   |    |
|---|----|
| 1. Introducción a la aplicación.....                              | 1  |
| 2. Introducción teórica.....                                      | 2  |
| 2.1. Breve descripción del proceso .....                          | 2  |
| 2.2. Método de cálculo de cargas térmicas.....                    | 3  |
| 2.2.1. Conducción .....   | 3  |
| 2.2.2. Convección.....  | 4  |
| 2.2.3. Convección libre .....                                     | 5  |
| 2.2.4. Convección forzada .....                                   | 10 |
| 2.2.5. Radiación .....  | 11 |
| 3. Cargas térmicas del sistema.....                               | 16 |
| 3.1. Determinación de parámetros .....                            | 16 |
| 3.2. Determinación del problema a estudiar .....                  | 20 |
| 3.3. Parado sin radiación.....                                    | 22 |
| 3.4. En movimiento sin radiación .....                            | 26 |
| 3.5. En movimiento con radiación .....                            | 30 |
| 3.6. Parado con radiación .....                                   | 38 |
| 4. Dimensionado del sistema de refrigeración .....                | 44 |
| 5. Estudio del sistema fotovoltaico .....                         | 52 |
| 5.1 Selección del panel fotovoltaico .....                        | 56 |
| 6. Cálculo de cargas térmicas con el panel fotovoltaico .....     | 61 |
| 6.1. En movimiento con radiación .....                            | 65 |
| 6.2. Parado con radiación .....                                   | 66 |
| 6.3. Dimensionado del sistema de refrigeración con el panel ..... | 68 |
| 6.4. Cálculo de la potencia entregada por el panel.....           | 69 |
| 7. Presentación gráfica de los resultados.....                    | 74 |
| 8. Análisis económico .....                                       | 88 |
| Bibliografía .....  | 91 |

# 1. Introducción a la aplicación

El transporte de mercancías es una actividad que permite solventar los problemas provocados por la distancia que separa dos puntos. El transporte profesional juega un papel esencial en cualquier sector comercial ya que es el encargado de distribuir el producto o servicio para su consumo conectando al vendedor con el cliente o conectando varias estaciones de producción separadas entre ellas. Es una actividad económica que genera riqueza y aporta puestos de trabajo no solo en el transporte como tal si no también en su control y organización.

Para poder mantener activo el parque móvil de 4.887.352 camiones y furgonetas dedicados al transporte profesional de mercancías se consume el 15% del consumo de energía final en España.

Dentro del transporte profesional de mercancías cabe destacar el papel realizado por el transporte de mercancías que necesitan refrigeración. Casi la totalidad de comestibles y gran parte de productos farmacéuticos y químicos requieren de refrigeración. Mantener una temperatura baja puede ser muy importante para no romper la cadena de frío en algunos productos. Al romper esta cadena a lo largo del trayecto entre productor y consumidor se regenera la actividad de la mayor parte de microorganismos existentes en dichos productos aumentando el riesgo en su consumo al deteriorarlos y en el caso de los alimentos perjudicando su olor y sabor.

El porcentaje del coste de combustible frente a los costes totales de un camión frigorífico es del 39% (dato extraído del ministerio de fomento), un 8% más que el resto de camiones ordinarios de tres ejes. Cabe pensar que este valor añadido de 8% es debido al combustible utilizado para alimentar el mecanismo de refrigeración del camión que mantiene su carga a una temperatura adecuada. Una mejora en la eficiencia de dicho mecanismo podría suponer un gran ahorro en combustible que se traduce en la posibilidad de una ventaja económica y comercial y a una mayor eficiencia energética de este tipo de transporte.

El fin de este proyecto es estudiar la posible mejora del transporte refrigerado utilizando una fuente de energía renovable para refrigerar la carga de un camión frigorífico. Por lo tanto se desarrollará un modelo de camión cuyo motor de refrigeración por compresión mecánica estará alimentado por el propio motor del vehículo y será ayudado por una batería eléctrica conectada a unos colectores solares colocados en la parte superior de la caja del camión. Se cuenta además con el efecto aislante de estos paneles solares ya que interceptan la radiación solar recibida por la caja disminuyendo la potencia térmica que esta recibe y por ende reduciendo la potencia frigorífica necesaria para enfriar el habitáculo.

Como conclusión se estudiará si este sistema es rentable desde el punto de vista energético y económico y para ello se realizará una ruta hipotética que conecta Madrid con Sevilla. Se estudiará el ahorro de combustible al realizar dicha ruta en un día específico del año y se extrapolará finalmente a todo el año pudiendo así estimar un período de amortización del sistema. Además esto permitirá conocer en qué período del año se produce un mejor rendimiento del sistema y una mayor eficiencia energética.

## 2. Introducción teórica

Para cumplir con el objetivo principal de este proyecto es necesario el estudio energético de un sistema de refrigeración y el estudio de la eficiencia de la fuente energética del mismo. Para ello es esencial el entendimiento de los términos “calor”.

En física el término “calor” hace referencia a una forma transitoria de energía que resulta del intercambio de energía entre sistemas o entre un sistema y su entorno. Siempre que esta transferencia de energía suponga una diferencia de la temperatura (o un cambio de estado físico de la materia) se considera que se ha producido un flujo de calor. Por tanto el término calor no implica energía misma si no flujo de energía.

Para entender el término “calor” hace falta comprender el término “temperatura”. La temperatura es una magnitud escalar que mide la cantidad de energía interna que es capaz de transmitir un cuerpo por medio de un flujo energético de calor con respecto a otro. Esta capacidad de transmisión de energía interna está ligada al movimiento de las partículas que conforman dicho cuerpo. En el caso de lo sólidos este movimiento son pequeñas vibraciones que sufren los átomos dentro de la estructura que estos adoptan.

Existe además otro flujo de energía el cual se produce sin que exista una diferencia de temperatura. Este flujo de energía se conoce como “trabajo”. Al igual que el calor el “trabajo” es un intercambio de energía entre sistemas o entre los sistemas y su entorno con la salvedad de que en este caso no es producido por una diferencia de temperatura si no por efecto de una fuerza o conjunto de fuerzas.

Una vez introducidos estos dos términos podemos definir el principio experimental de la conservación de la energía el cual establece que en cualquier sistema la energía se mantiene constante en todo momento:

$$E = Q + W = cte.$$

En un caso real es imposible realizar esta observación debido a que siempre existen una serie de pérdidas en el sistema las cuales pueden ser debidas a la pérdida de masa, a la fricción mecánica de los dispositivos y a la diferencia de entropía entre el estado inicial y final. De esta forma una corrección de la ecuación anterior sería:

$$E = Q + W + \text{pérdidas} = cte.$$

### 2.1 Breve descripción del proceso.

En primer lugar se hará un estudio de cargas térmicas en la caja del camión para determinar la potencia de refrigeración necesaria. Para ello será necesario estudiar todos los mecanismos de transferencia de calor que afectan a la caja del camión. Se estudiarán progresivamente mediante el estudio de varios casos suponiendo el camión parado, con movimiento y con o sin radiación.

Una vez realizado este primer estudio se pasará a dimensionar el motor de refrigeración. Una vez dimensionado se conocerá la potencia máxima de refrigeración necesaria y a su vez la potencia necesaria a entregar para que el ciclo de refrigeración cumpla su cometido.

Más adelante se volverá a realizar un estudio de cargas térmicas y transferencia de calor de la caja a la atmósfera considerando el efecto “sombra” de los colectores situados en el techo, los cuales interceptan la radiación sobre la cubierta de la caja haciendo que disminuya la potencia de refrigeración necesaria para mantener la caja a la temperatura adecuada. Será necesario volver a dimensionar el sistema de refrigeración al necesitar esta menos potencia para mantener el habitáculo a temperatura constante.

Por último se realizará el modelo de radiación que reciben los módulos solares colocados en la parte superior de la caja del camión y se estudiará la potencia total aportada por estos estudiando su comportamiento al variar la radiación incidente y a la temperatura del panel.

Como conclusión se trazarán los datos para completar el estudio definiendo si es posible la mejora del conjunto mediante el uso de la energía solar como apoyo al motor de cuatro tiempos.

Para realizar los cálculos se utilizarán los datos climatológicos extraídos de la base de datos climáticos del departamento de energía de los Estados Unidos. Los cálculos se realizarán mediante el lenguaje de programación “Matlab”.

## 2.2 Método de cálculo de cargas térmicas.

Es necesario conocer la cantidad de calor que el habitáculo recibe del exterior para poder estimar la potencia de refrigeración necesaria. En régimen estacionario esta potencia será igual a la suma de todos los procesos de transmisión de calor que sufre la caja del camión.

Existen tres mecanismos de transmisión de calor que aparecen en cualquier sistema: conducción, convección y radiación. Es necesario tener en cuenta los tres mecanismos para que los resultados se ajusten lo máximo posible a la realidad. Se supondrá nulo el intercambio de calor del interior de la caja con el exterior por intercambio de aire ya que se supone la caja cerrada herméticamente.

### 2.2.1 Conducción

La transmisión de calor por conducción se realiza mediante el contacto, es un mecanismo que depende de la composición de los materiales que se encuentran en contacto y de su tamaño, por tanto se debe conocer el tamaño de estos y sus coeficientes de transmisión de calor.

Conociendo los espesores y los coeficientes térmicos de cada material se puede hallar el coeficiente de transmisión de calor por conducción  $U_c$ :

$$U_c = \frac{1}{\sum_{i=1}^3 \frac{e_i}{\lambda_i}} \quad (2.1)$$

Una vez conocido dicho coeficiente y conociendo el área  $A$  y las temperaturas de las superficies externas de los paneles de aluminio ( $T_{s1}$  y  $T_{s2}$ ) la ecuación que gobierna el mecanismo de transmisión queda de la forma:

$$Q_c = U_c \cdot A \cdot (T_{s1} - T_{s2}) = \frac{1}{\sum_{i=1}^3 \frac{e_i}{\lambda_i}} \cdot A \cdot (T_{s1} - T_{s2}) \quad (2.2)$$

### 2.2.2 Convección

La transmisión de calor por convección se da siempre que esta se produce debido al efecto de un fluido en movimiento el cual transporta el calor a través de dos cuerpos o a través de zonas del mismo cuerpo que están a distinta temperatura.

La ecuación de transmisión de calor por convección en régimen estacionario entre un fluido y la superficie de un cuerpo queda de la forma:

$$Q_c = h_c \cdot A_s \cdot (T_f - T_s) \quad (2.3)$$

Siendo:

$A_s$ : Área de la superficie en contacto con el fluido.

$T_f$ : Temperatura del fluido.

$T_s$ : Temperatura de la superficie en contacto con el fluido.

$h_c$ : Coeficiente de convección.

La existencia de zonas con distinta temperatura dentro del fluido provoca el movimiento de este. La temperatura y la densidad son dos propiedades que están relacionadas proporcionalmente. En los fluidos, salvo casos excepcionales, al aumentar la temperatura aumenta la densidad del fluido. Este aumento de densidad hace que esté menos afectado por las fuerzas gravitacionales que una zona fría del mismo fluido, haciendo que la parte caliente ascienda y la fría descienda.

Por lo tanto se puede distinguir entre dos tipos de convección según haya sido inducido el movimiento del fluido, convección libre o natural y convección forzada. En este estudio se van a tener en cuenta los dos tipos de transmisión de calor por convección suponiendo que el vehículo se encuentra parado para el primer caso y en movimiento a una velocidad constante para el segundo.

El coeficiente de convección además de depender del tipo de movimiento del fluido depende de las características del fluido y de las dimensiones de la superficie en contacto con éste. El coeficiente de convección se puede hallar en cualquiera de los casos mediante la siguiente ecuación:

$$Nu_x = \frac{h_c \cdot x}{k} \quad (2.4)$$

En este estudio se supondrá un coeficiente global para toda la superficie, o lo que es lo mismo, se simplificará el cálculo evitando la necesidad de hallar un coeficiente de convección por cada punto “ $x$ ” de la superficie. Despejando la ecuación anterior y simplificando para un coeficiente global de convección:

$$\overline{Nu}_L = \frac{h_c \cdot L_c}{k} \rightarrow h_c = \frac{\overline{Nu}_L \cdot k}{L_c} ; [h_c] = W/m^2 \cdot K \quad (2.5)$$

Siendo:

$\overline{Nu}_L$ : Número de Nusselt medio para una longitud característica  $L$ .

$L_c$ : Longitud característica de la superficie.

$k$ : Conductividad térmica del fluido.

El cálculo del número de Nusselt varía dependiendo de si se trata de convección libre o forzada y dependiendo de la naturaleza del problema para cada caso.

### 2.2.3 Convección libre

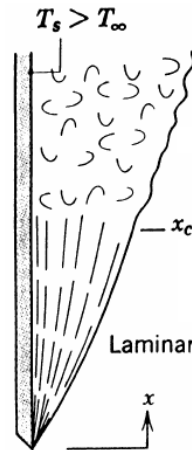
Para poder estudiar este caso se ha supuesto el camión parado y el fluido alrededor de él, aire ambiente, en reposo. De esta forma tendremos varios casos para cada panel que conforma la caja del camión debido a su disposición, horizontal o vertical. Las ecuaciones serán también distintas para el panel superior y el inferior debido a que el aire fluye por su superficie de distintas formas debido a su disposición.

Se tienen entonces tres tipos de paneles y por lo tanto tres formas de hallar el calor transmitido por convección libre al camión: Paneles laterales, panel superior o cubierta y panel inferior o suelo.

#### Paneles laterales

En el caso de los cuatro paneles laterales si la superficie del panel estuviese a mayor temperatura que el aire alrededor de este el panel haría que el aire se calentase ganando temperatura y disminuyendo su densidad con lo que ascendería por el panel. Este efecto es acumulativo según se asciende por el panel provocando un flujo de aire como el que muestra la siguiente figura:





**Figura 2. 1:** Flujo de convección natural vertical

Para el caso en el que la temperatura de la superficie es menor que la del aire el efecto sería el mismo solo que en sentido contrario. La figura muestra también que el flujo del aire varía a lo largo de la placa. En este estudio se va a suponer un valor medio de este flujo para simplificar el cálculo por lo que se calculará un número de Nusselt medio para la longitud total del panel. Para ello se utilizará la relación de Churchill y Chu la cual relaciona el número de Nusselt con el número de Prandtl y el número de Rayleigh de la siguiente forma:

$$\overline{Nu}_L = \left( 0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra_L^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2 \quad (2.6)$$

Siendo:

$Ra_L$ : Número de Rayleigh para una longitud característica  $L$ .

$Pr$ : Número de Prandtl

La expresión para el número adimensional de Rayleigh es la siguiente:

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (2.7)$$

En este caso al encontrarse la caja del camión refrigerada la temperatura de la superficie será menor que la del aire alrededor de esta por lo que la ecuación anterior pasa a ser:

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_\infty - T_s) \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (2.8)$$

Siendo:

$g$ : Aceleración de la gravedad.

$\beta$ : Coeficiente volumétrico de expansión térmica, con forma:

$$\beta = \frac{1}{T} ; [\beta] = K^{-1} \quad (2.9)$$

$T_s$ : Temperatura de la superficie en contacto con el aire.

$T_\infty$ : Temperatura del aire.

$L$ : Longitud vertical de la pared.

$\nu$ : Viscosidad cinemática del aire, la cual se puede hallar con la siguiente expresión:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.10)$$

$\mu$ : Viscosidad dinámica del aire.

$\rho$ : Densidad del aire.

$\alpha$ : Coeficiente de expansión térmica del aire.

La expresión para el número adimensional de Prandtl es la siguiente:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.11)$$

Siendo:

$\mu$ : Viscosidad dinámica del aire.

$C$ : Capacidad calorífica del aire.

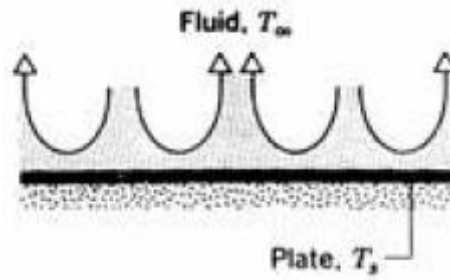
$k$ : Conductividad térmica del aire.

Una vez se conocen estas ecuaciones solo es necesario saber las propiedades del aire y la temperatura de la superficie de la pared para poder calcular el coeficiente de convección entre el panel lateral y el aire.

### Panel superior o cubierta

En el caso del panel superior al ser una placa horizontal hay que tener en cuenta si la diferencia de temperaturas entre la superficie y el aire alrededor es positiva o negativa, o lo que es lo mismo se debe conocer si la temperatura del fluido es superior o inferior al de la placa. En el caso en el que la superficie esté más caliente que el aire ya que esta calentaría el aire haciendo que este ascienda como muestra la siguiente imagen:

$$T_\infty < T_s$$

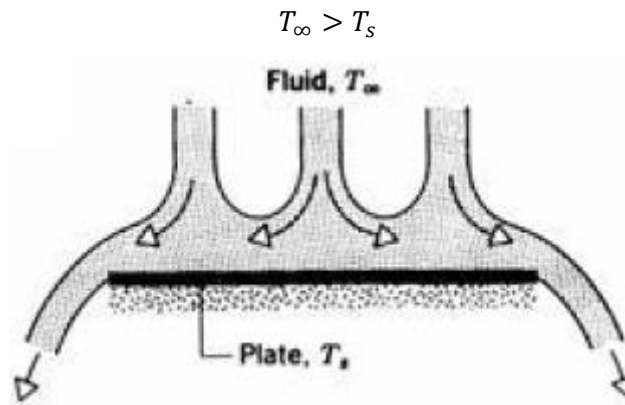


**Figura 2. 2:** Flujo de convección natural horizontal descendente con placa caliente

Para este caso la ecuación de la cual se obtiene el número de Nusselt varía según el valor del número de Rayleigh como se muestra a continuación:

$$\overline{Nu}_L = \begin{cases} 0.54 \cdot Ra_L^{1/4}, & \text{si } 10^4 \leq Ra_L < 10^7 \\ 0.15 \cdot Ra_L^{1/3}, & \text{si } 10^7 \leq Ra_L < 10^{11} \end{cases} \quad (2.12)$$

En caso contrario el aire estaría más caliente que la superficie y al entrar en contacto con esta se enfriaría ganando densidad e intentando descender, provocando así un flujo a lo largo de la placa hasta encontrar un lugar donde seguir descendiendo como ocurre en la figura mostrada a continuación:



**Figura 2. 3:** Flujo de convección natural horizontal descendente con placa fría

En este caso el número de Nusselt se obtiene de una única ecuación la cual es la siguiente:

$$\overline{Nu}_L = 0.27 \cdot Ra_L^{1/4} \quad (2.13)$$

Cabe destacar que para ambos casos la longitud característica depende del área de la superficie  $A_s$  y del perímetro  $P$  de la misma y se halla con la siguiente expresión:

$$L = \frac{A_s}{P} \quad (2.14)$$

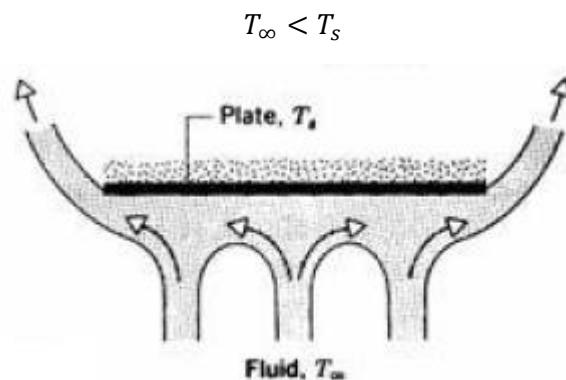
Sustituyendo en la expresión del número de Rayleigh este queda definido de la siguiente forma para el caso del panel superior:

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_\infty - T_s) \cdot \left(\frac{A_s}{P}\right)^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (2.15)$$

### Panel inferior o suelo

Para este último caso de convección natural las ecuaciones serán idénticas al caso anterior pero variará la naturaleza del problema al variar la orientación del panel 180°.

En el caso en el que la placa esté a mayor temperatura que el aire a su alrededor esta inducirá un flujo ascendente al aire lo que hará que este recorra la placa hasta encontrar un lugar por el que poder ascender al igual que ocurre en el caso del panel superior con temperatura inferior a la del aire:

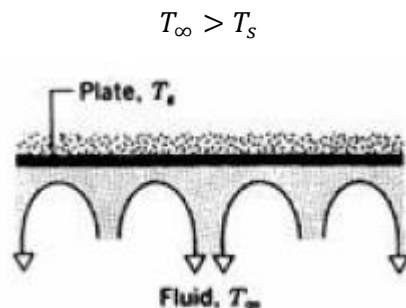


*Figura 2. 4: Flujo de convección natural horizontal ascendente con placa caliente*

Por lo tanto la ecuación que determina el número de Nusselt será la misma (2.13) que para el caso del panel superior con  $T_\infty > T_s$ :

$$\overline{Nu}_L = 0.27 \cdot Ra_L^{1/4}$$

En el caso en el que la placa esté a menor temperatura que el aire está enfriará el aire haciendo que este aumente su densidad y descienda provocando un flujo similar al que induce el panel superior cuando se encuentra a mayor temperatura que el aire y la ecuación que determina el número de Nusselt para este caso será la misma que en el caso citado (2.12):



*Figura 2. 5: Flujo de convección natural horizontal descendente con placa fría*

$$\overline{Nu}_L = \begin{cases} 0.54 \cdot Ra_L^{1/4}, & \text{si } 10^4 \leq Ra_L < 10^7 \\ 0.15 \cdot Ra_L^{1/3}, & \text{si } 10^7 \leq Ra_L < 10^{11} \end{cases}$$

Una vez hallado en cada caso el número de Nusselt podremos hallar el coeficiente de convección y con él el calor transmitido al camión por convección.

### 2.2.4 Convección forzada

El coeficiente de convección forzada es mucho más simple de hallar que el coeficiente de convección natural o libre. Al no depender de la temperatura y estar dominado predominantemente por la velocidad del fluido las ecuaciones y los casos a estudiar se reducen significativamente así como el método de cálculo, el cual se mostrará más adelante.

En este caso el coeficiente de convección será igual para los paneles superior e inferior y los paneles laterales a excepción de los paneles delantero y trasero. Para estos dos últimos se supondrá que no existe convección forzada al estar el panel delantero protegido de la acción del aire por la cabina del camión y el trasero por la propia caja.

Se ha supuesto además que el aire está en reposo y la velocidad relativa con el camión es exactamente la velocidad del camión.

La ecuación para el cálculo del coeficiente de convección es la misma que para la convección libre pero en este caso el cálculo del coeficiente de Nusselt variará significativamente. El número de Nusselt seguirá dependiendo del número de Prandtl pero ya no dependerá del número de Rayleigh si no que dependerá fuertemente del número de Reynolds  $Re_L$  el cual es directamente proporcional a la velocidad del aire, o en este caso la del camión, como se muestra a continuación:

$$Re_L = \frac{\rho \cdot V_c \cdot L}{\mu} \rightarrow v = \frac{\mu}{\rho} \rightarrow Re_L = \frac{V_c \cdot L}{v} \quad (2.16)$$

Siendo:

$V_c$ : Velocidad del camión.

$L$ : Longitud característica

$v$ : Viscosidad cinemática del aire.

$\mu$ : Viscosidad dinámica del aire.

$\rho$ : Densidad del aire.

El número de Reynolds nos aporta información sobre el movimiento del fluido y su turbulencia. A mayor número de Reynolds mayores son los efectos de la turbulencia en el fluido estableciéndose un límite de flujo laminar a turbulento en torno al valor  $Re_L = 5 \cdot 10^5$  en este caso. Una vez conocido el número de Prandtl, el cual no varía su forma con el caso anterior, y el número de Reynolds el número de Nusselt se halla utilizando la siguiente expresión la cual varía

dependiendo del valor del número de Reynolds o lo que es lo mismo, la ecuación varía dependiendo de si el flujo es laminar o turbulento:

$$\overline{Nu}_L = \begin{cases} 0.664 \cdot Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3}, & \text{si } Re_L < 10^5 \\ 0.037 \cdot (Re_L^{4/5} - 871) \cdot Pr^{1/3}, & \text{si } Re_L > 10^5 \end{cases} \quad (2.17)$$

Una vez hallado en cada caso el número de Nusselt podremos hallar el coeficiente de convección y con él el calor transmitido al camión por convección.

Para los paneles en los cuales el efecto de la velocidad no es tan apreciable como en el resto, panel frontal y trasero, supondremos que aun encontrándose el camión en movimiento el efecto de la convección solo tendrá lugar como convección natural o libre, por lo que una vez hallada la transmisión de calor en los paneles afectados por el efecto del aire en movimiento la potencia térmica total resultará de la suma entre este resultado y el obtenido para los paneles frontal y trasero en el caso de convección libre.

Como conclusión, una vez obtenidos los coeficientes de convección externa en cada caso se puede simplificar ambas ecuaciones de transferencia de calor, conducción y convección, en una sola ecuación que una ambos mecanismos de transferencia:

$$Q_{c-c} = \frac{1}{R_{int} + \sum_{i=1}^3 \frac{e_i}{\lambda_i} + R_{ext}} \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

$$R_{int} = \frac{1}{h_{int}}$$

$$R_{ext} = \frac{1}{h_{ext}}$$

$$Q_{c-c} = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \sum_{i=1}^3 \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_{ext}}} \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int}) \quad (2.18)$$

### 2.2.5 Radiación

La transmisión de calor por radiación es un efecto que se da siempre entre dos cuerpos con distintas temperaturas sin que sea necesario la existencia de un método de contacto entre ellos pudiendo ocurrir incluso en el vacío. Es el método de transmisión predominante para diferencias de temperaturas muy altas, como por ejemplo en una caldera, siendo inapreciable cuando las diferencias de temperaturas son escasas. Es por esto que solo se considerará el efecto de la radiación proveniente del sol. La ecuación que gobierna este proceso de transferencia de calor es la ecuación de Stefan-Boltzmann la cual tiene la siguiente forma:

$$Q_R = \sigma \cdot A \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.20)$$

Para el caso de un objeto irradiado por el sol como lo está el camión de este estudio el cálculo se simplifica si se cuenta con los datos de radiación solar en la zona en la que se encuentra el camión. Una vez conocidos estos datos el método de cálculo del calor recibido por la caja del camión se puede dividir en dos partes debido a la situación de cada panel. Se supondrá que el panel delantero no recibirá radiación al estar tapado por la cabina del camión. Es evidente que la radiación recibida por el panel del camión orientado hacia el suelo será prácticamente nula. Por lo tanto el camión solo recibirá radiación por los paneles laterales, incluido el panel trasero, y por la cubierta. El caso de la cubierta es el más simple de los tres al tratarse de una placa plana horizontal la cual no varía su orientación según la posición del camión por lo que podemos desligarlo de los demás al ser prácticamente inmediato una vez se conoce la radiación que le llega desde el entorno.

### Panel superior o cubierta

Al tratarse de una placa plana horizontal conociendo los datos de radiación sobre plano horizontal y el área del panel se puede calcular la potencia recibida por el panel superior multiplicando ambos datos por el coeficiente de absorción de radiación térmica del material de la superficie del panel, el cual al tratarse del aluminio podemos suponer que tendrá un valor de  $\alpha'_{al} = 0.45$ . Por lo que la ecuación para calcular el calor transmitido a la parte superior de la caja del camión es la siguiente:

$$Q_{R_c} = \alpha'_{al} \cdot A_c \cdot I \quad (2.21)$$

Siendo:

$Q_{R_c}$ : Calor de radiación a través de la cubierta del camión.

$A_c$ : Área de la cubierta del camión.

$I$ : Radiación sobre el plano horizontal.

### Paneles laterales

Para este caso el cálculo del calor por radiación no es tan simple como para el panel superior debido a que al encontrarse los paneles inclinados un ángulo de  $90^\circ$  las ecuaciones trigonométricas del cálculo de la cantidad de radiación incidente complican el proceso significativamente. Además al estar los paneles sobre el plano vertical habrá que tener en cuenta la radiación que impacta en ellos debido a la reflexión de la radiación en el suelo.

Para realizar el cálculo es necesario hallar una serie de parámetros geométricos que varían según el día del año, la situación geográfica del camión y la orientación y posición respecto al suelo del panel como se muestra en la siguiente figura.

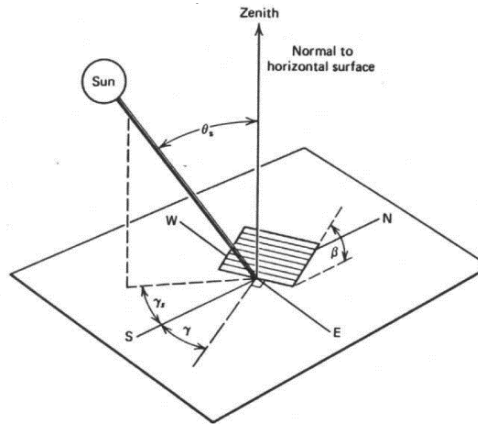


Figura 2. 6: Radiación sobre plano inclinado

Es evidente que el ángulo de incidencia de la radiación en la superficie terrestre, el cual depende del día del año en el que se observe, afectará a cantidad de calor absorbida por la caja del camión. Este es el principal motivo por el que existen las estaciones, en verano la radiación solar incide de manera mucho más perpendicular que en invierno por lo que la energía recibida es mayor. Esta energía depende del ángulo que forman la dirección de los rayos del sol y el ecuador el cual se conoce como *declinación* ( $\delta$ ) y se define como positiva en el hemisferio norte y negativa en el hemisferio sur.

$$\delta = 23.45^\circ \cdot \sin\left(\frac{360}{365} \cdot (284 + n)\right) \quad (2.22)$$

$n$ : Día del año

La radiación recibida también depende de la hora del día a estudiar ya que los rayos solares llegan mucho más oblicuos al amanecer mientras que cuando el sol se encuentra en su punto más alto del cielo llegan más perpendiculares. Es por esto que se define el parámetro *ángulo horario* ( $\omega$ ) el cual depende de la hora solar. La hora solar es una medida temporal que se usa para conocer la inclinación del sol. Es cero cuando el sol se encuentra en su zénit positiva una vez lo superado y negativa cuando todavía no lo ha alcanzado

$$\omega = \omega_h \cdot \frac{360^\circ}{24hr} \quad (2.23)$$

$\omega_h$ : Hora solar

Conociendo estos dos parámetros angulares y la latitud del punto a considerar se puede hallar el ángulo de incidencia de la radiación solar con respecto al plano horizontal ( $\theta_z$ ) con la siguiente ecuación:

$$\theta_z = \arccos[\cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) + \sin(\phi) \cdot \sin(\delta)] \quad (2.24)$$

Conociendo además la inclinación del panel con respecto a la horizontal ( $\beta$ ) y la orientación con respecto a la línea Norte-Sur ( $\gamma$ ) el ángulo de incidencia de la radiación solar respecto de la superficie del captador ( $\theta$ ) resulta de sustituir los parámetros anteriormente citados en la siguiente expresión:

$$\theta = \arccos[\sin(\delta) \cdot \sin(\phi) \cdot \cos(\beta) - \sin(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\gamma) + \cos(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \cos(\beta) \cdot \cos(\omega) + \cos(\delta) \cdot \sin(\phi) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\gamma) \cdot \cos(\omega) + \cos(\delta) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\gamma) \cdot \sin(\omega)] \quad (2.25)$$



Una vez conocidos estos datos el cálculo de la radiación directa ( $I_{Rdir}$ ), difusa ( $I_{Rdif}$ ) y reflejada ( $I_{Rref}$ ) resultará de multiplicar la radiación que incide sobre el plano horizontal por una serie de factores geométricos como se muestra a continuación:

$$I_{Rdir} = I_b \cdot R_b; \quad I_{Rdif} = I_d \cdot F_{c-s}; \quad I_{Rref} = I \cdot \rho_g \cdot F_{c-g}; \quad (2.26)$$

Siendo:

$\rho_g \rightarrow$  Reflectividad del suelo,  $\rho_g = 0.2$  para condiciones normales

$R_b \rightarrow$  Relación entre la radiación directa sobre el plano inclinado y el horizontal:

$$R_b = \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)} \quad (2.27)$$

$F_{c-s} \rightarrow$  Factor de forma entre el colector y el cielo:

$$F_{c-s} = \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \quad (2.28)$$

$F_{c-g} \rightarrow$  Factor de forma entre el colector y el suelo:

$$F_{c-g} = \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \quad (2.29)$$

Para separar las lecturas de radiación global en sus componentes directa y difusa se recurre a correlaciones, normalmente determinadas por el índice de transparencia atmosférica  $K_T$

$$K_T = \frac{I}{I_0} \quad (2.30)$$

Siendo  $I_0$  la irradiancia extraterrestre sobre un plano horizontal la cual depende de la irradiancia extraterrestre sobre un plano perpendicular a la dirección de propagación de la radiación solar ( $I_{0n}$ ) y del ángulo de incidencia de la radiación solar respecto de un plano horizontal ( $\theta_z$ ) de la siguiente forma:

$$I_0 = I_{0n} \cdot \cos(\theta_z) \quad (2.31)$$

Siendo la expresión para hallar  $I_{0n}$  la siguiente:

$$I_{0n} = 1367 \frac{W}{m^2} \cdot \left( 1 + 0.033 \cdot \cos\left(\frac{360^\circ \cdot n}{365}\right) \right) \quad (2.32)$$

$n$ : Día del año

Utilizando la correlación de Erbs ( $K_d$ ) se puede separar la radiación en sus componentes de la siguiente manera:

$$K_d = \begin{cases} 1 - 0.09 \cdot K_T, & \text{si } K_T < 0.22 \\ 0.9511 - 0.1604 \cdot K_T + 4.388 \cdot K_T^2 - 16.638 \cdot K_T^3 + 12.336 \cdot K_T^4, & \text{si } 0.22 < K_T < 0.8 \\ 0.165 & \text{en cualquier otro caso} \end{cases} \quad (2.33)$$

Con esta correlación se puede hallar las componentes de la radiación haciendo uso de las siguientes ecuaciones:

Radiación difusa:

$$I_d = I \cdot K_d \quad (2.34)$$



Radiación directa:

$$I_b = I - I_d \quad (2.35)$$

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones anteriores

$$I_{Rdir} = I_b \cdot R_b; \quad I_{Rdif} = I_d \cdot F_{c-s}; \quad I_{Rref} = I \cdot \rho_g \cdot F_{c-g}; \quad (2.36)$$

Sumando los tres componentes de la radiación y multiplicando el resultado por el coeficiente de absorción de radiación solar del aluminio y el área de cada panel se puede hallar la potencia transmitida por la radiación solar a cada panel:

$$Q_{R_L} = \alpha'_{al} \cdot A_{panel} \cdot (I_{Rdir} + I_{Rdif} + I_{Rref}) \quad (2.37)$$

### 3. Cargas térmicas del sistema

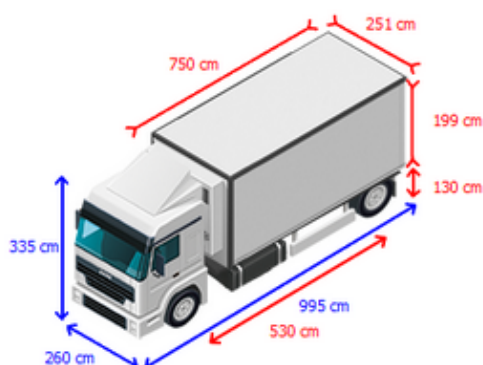
A continuación se procede a describir el método de cálculo utilizado y a la descripción de los valores de los parámetros que definen la estructura y características del problema. Se realizarán los cálculos pertinentes mediante el programa de programación computacional *Matlab* y los resultados se mostrarán a continuación.

#### 3.1 Determinación de parámetros.

##### Medidas del camión

Para realizar el estudio se deben conocer las medidas de la caja del camión. Para el estudio se ha escogido la caja de un camión regular de tamaño medio-grande. Cabe mencionar que cuanto mayor sea la parte superior de la caja más potencia será transmitida a esta desde el exterior pero también contará con una mayor superficie afectada por la radiación solar que más tarde trataremos de aprovechar.

En este caso se estudiará la caja de un camión existente cuyas medidas son las que se muestran en la siguiente figura:



##### Carrocería

|                                      |         |
|--------------------------------------|---------|
| Año de construcción de la carrocería | 2000    |
| Longitud de la caja                  | 750 cms |
| Anchura de la caja                   | 251 cms |
| Altura de la caja                    | 199 cms |
| altura del piso de la caja de carga  | 130 cms |
| Altura de paso                       | 199 cms |

Figura 3. 1: Dimensiones del vehículo

Las medidas utilizadas son por tanto:

- $L = 7.5$  m (Longitud del habitáculo).
- $H = 1.99$  m (altura del habitáculo).
- $W = 2.51$  m (ancho del habitáculo).

Una vez conocidas estas medidas se pueden hallar las áreas de cada panel que conforma la caja del camión como se muestra a continuación:

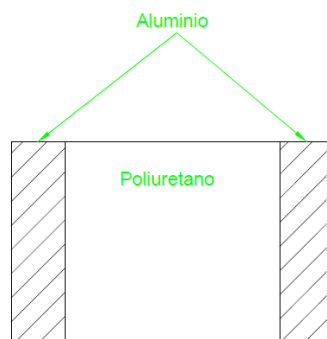
Área de los dos paneles laterales:  $A_L = L \cdot H = 14.925 \text{ m}^2$

Área de los paneles trasero y delantero:  $A_T = W \cdot H = 4.9949 \text{ m}^2$

Área de los paneles cubierta y suelo:  $A_C = L \cdot W = 18.825 \text{ m}^2$

En cuanto a la composición del camión salvo en casos especiales la mayoría de cajas aisladas fabricadas para el transporte de mercancía refrigerada tienen una estructura de “sándwich”. Esta estructura consiste en la combinación de dos materiales, un material aislante y un resistente que soporta el peso de la estructura, distribuidos de forma que dos placas delgadas del material resistente confinan una capa de mayor espesor de material aislante. En este caso el material aislante es el poliuretano y el resistente el aluminio. Debido a que cuenta con un coeficiente de transmisión bastante reducido  $\lambda_p=0.022 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  el poliuretano cuenta con una gran capacidad de aislamiento. Sin embargo el aluminio tiene un coeficiente de transmisión de calor muy alto  $\lambda_a=209.3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ , aun así debido a su ligereza y a sus propiedades mecánicas es un material idóneo para la fabricación de paneles aislantes.

La estructura de los paneles aislantes que conforman la caja del camión queda de la forma:

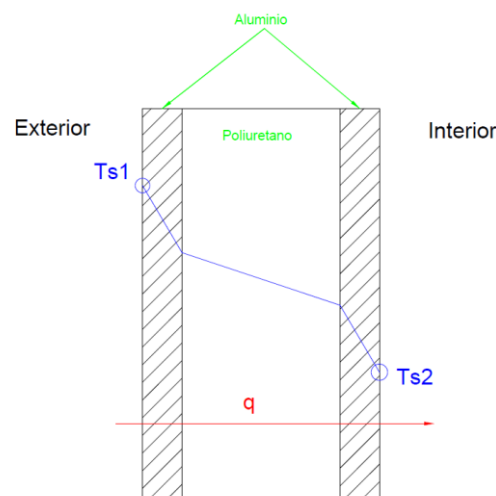


*Figura 3. 2: Estructura del panel aislante*

Los espesores de cada tramo de panel son los siguientes:

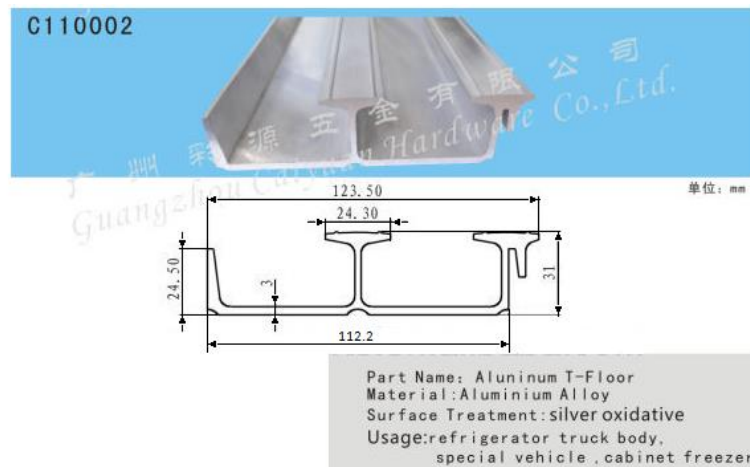
- $e_a = 1.02 \text{ mm} = 0.00102 \text{ m}$ ;  $\lambda_a = 209.3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa externa de aluminio).
- $e_p = 76.2 \text{ mm} = 0.0762 \text{ m}$ ;  $\lambda_p = 0.022 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa de poliuretano).
- $e_a = 1.02 \text{ mm} = 0.00102 \text{ m}$ ;  $\lambda_a = 209.3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa interna de aluminio).

La estructura del problema de conducción queda de la forma:



*Figura 3. 3: Flujo de calor a lo largo del panel aislante*

Para el suelo del habitáculo se utilizará una composición distinta a las paredes ya que este debe estar reforzado para poder aguantar el peso de carga. Una composición típica es el empleo de planchas prefabricadas de aluminio extruido como el que muestra la imagen siguiente (extraída de la página web de un fabricante chino de suelos para camiones):



*Figura 3. 4: Estructura del suelo del habitáculo*

(cotas en mm).

Contigua a esta estructura se encuentra un panel aislante de composición idéntica a los de las paredes y techo.

Para calcular el coeficiente térmico del suelo se divide este en dos zonas que aunque separadas en la realidad consideraremos juntas y uniformes. Una de ellas estará compuesta por todas las zonas en las que se encuentra verticalmente, según avanzamos en la estructura, una cámara de aire la cual cuenta con una resistencia térmica de  $1/16 \text{ m} \cdot \text{K/W}$  (Código Técnico de la Edificación DA DB-HE / 1, tabla 2) y la restante estará compuesta por aquellas zonas en las que en lugar de aire hay aluminio.

La anchura del suelo es 2.51 m, la cual dividiremos entre la longitud de cada sub-composición anterior  $2.51\text{m}/0.1122\text{m}=22$  paneles de refuerzo. Para obtener el área correspondiente a la zona en la que se agrupa todo el aluminio se utilizará el siguiente razonamiento: cada sub-panel cuenta con una lámina central completa de aluminio de 3 mm de espesor y otras dos láminas de aluminio con un espesor de 1.5 mm (las cuales sumarian 3mm al colocar otro panel contiguo a este).

De esta forma la anchura correspondiente al aluminio de la segunda zona mencionada anteriormente es:

$$22 \text{ paneles} \cdot 2 \frac{\text{láminas}}{\text{panel}} \cdot 3 \frac{\text{mm}}{\text{lámina}} = 132 \text{ mm}$$

Anchura primera zona:

$$\text{Zona 1} = 2.51 - 0.132 = 2.369 \text{ m}$$

Anchura segunda zona:

$$\text{Zona 2} = 0.132 \text{ m}$$

(El área se obtiene al multiplicar la anchura por la longitud de la caja la cual es: 7.51 m, ya que esta no varía según la zona en la que consideremos).

Al haber dos zonas se deben calcular dos coeficientes de transmisión de calor, uno para cada zona debido a que tienen distinta composición.

Composición del suelo, Zona 1:

- $e_a = 3 \text{ mm} = 0.003 \text{ m}$ ;  $\lambda_a = 209.3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa de refuerzo de aluminio).
- $e_{\text{aire}} = - - \text{ mm} = 0.0762 \text{ m}$ ;  $R_{\text{aire}} = 1/0.16 \text{ m}\cdot\text{K/W}$  (capa de aire).
- $e_a = 1.02 \text{ mm} = 0.00102 \text{ m}$ ;  $\lambda_a = 209.3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa interna de aluminio).
- $e_p = 76.2 \text{ mm} = 0.0762 \text{ m}$ ;  $\lambda_p = 0.022 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa de poliuretano).
- $e_a = 1.02 \text{ mm} = 0.00102 \text{ m}$ ;  $\lambda_a = 209.3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa interna de aluminio).

Composición del suelo, Zona 2:

- $e_a = 24.5 \text{ mm} = 0.0245 \text{ m}$ ;  $\lambda_a = 209.3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa de refuerzo de aluminio).
- $e_a = 1.02 \text{ mm} = 0.00102 \text{ m}$ ;  $\lambda_a = 209.3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa externa de aluminio).
- $e_p = 76.2 \text{ mm} = 0.0762 \text{ m}$ ;  $\lambda_p = 0.022 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa de poliuretano).
- $e_a = 1.02 \text{ mm} = 0.00102 \text{ m}$ ;  $\lambda_a = 209.3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa interna de aluminio).

### Propiedades del aire

Es evidente que el resultado del problema a estudiar dependerá de las condiciones del aire exterior que rodea la caja del camión, ya que estas propiedades tienen una gran influencia en el cálculo de los coeficientes de convección.

- Presión del aire:

$$P = 1 \text{ atm} = 1.01325 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

- Capacidad calorífica del aire:

$$C = 1000 \text{ J}$$

- Conductividad térmica del aire:

$$k = 0.024 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}}$$

- Viscosidad dinámica del aire:

$$\mu = 1.8 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

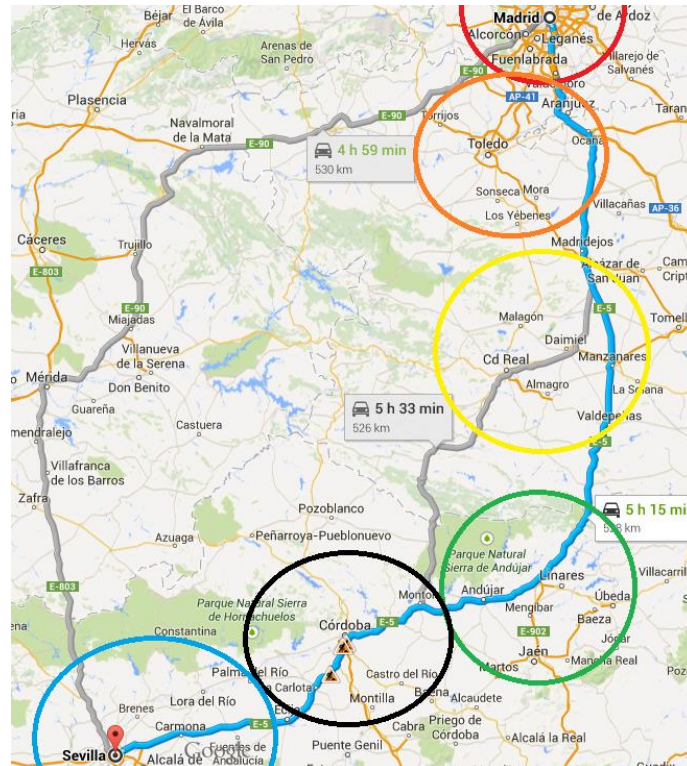
- Densidad del aire: Para estos parámetros se utilizará la ecuación de los gases ideales suponiendo conocida la temperatura exterior, la cual variará en función del momento y lugar en el que se encuentre el camión:

$$\rho = \frac{P}{287 \frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \cdot T_{\text{ext}}} \quad (3.1)$$

- Temperatura del aire exterior: La temperatura del aire exterior dependerá del lugar y el momento en el que se encuentre el camión. Los datos de temperatura exterior serán introducidos más adelante.

## 3.2 Determinación del problema a estudiar

Como se pueda apreciar el problema tiene una fuerte dependencia de la situación geográfica y del momento en el que se encuentra el camión en cada zona, ya que recibirá más calor desde el exterior en verano y en una zona más calurosa que en invierno y en una zona más fría. Para poder extrapolar este estudio a un caso real se ha definido una ruta hipotética Madrid-Sevilla la cual se puede suponer que transcurre a lo largo de 6 regiones que caracterizarán los parámetros de temperatura y radiación. Estas ciudades, en orden, son Madrid, Toledo, Ciudad Real, Jaén, Córdoba y finalmente Sevilla. Esta es una aproximación de un recorrido real que iría desde Madrid a Sevilla por la autovía A-4. Estos datos nos ayudaran a saber cuál es el gasto total del camión en un trayecto hipotético un día concreto del año y suponiendo que tarda 6 horas de 8:00 a 14:00 ya que se supondrá el inicio del viaje con el inicio de la jornada laboral.



*Figura 3. 5: Trayecto diario del camión*

Es necesario conocer los resultados del problema para una situación de refrigeración lo más desfavorable posible para poder caracterizar la potencia de refrigeración máxima necesaria y poder así dimensionar el sistema de refrigeración. El día elegido para el estudio es el 15 de Julio (día 196 de 365). Se ha tomado este valor ya que es por esta fecha donde se suelen encontrar las temperaturas más altas en la península por lo que los resultados obtenidos serán próximos a los más desfavorables.

Los datos serán extraídos de la base de datos internacional del portal de internet del departamento de energía de los Estados Unidos. Los datos de temperatura y radiación se encuentran en un fichero de programa Excel (.xls). Estos datos corresponden al año 1989 y se presentan en datos horarios por cada hora del año, es decir hay 8760 datos de temperatura y 8760 datos de radiación correspondientes a cada hora del año. Una vez se cuenta con los ficheros de cada región por la que transcurre el recorrido del camión se introducirán en el programa *Matlab* mediante el comando “*xlsread*” se leerán los datos para el día 196 a partir de las 8:00 de la mañana. Para ello se leerán los datos desde 4664 ( $194 \cdot 24 + 8$ ) hasta 4669 ( $194 \cdot 24 + 8 + 5$ ) y serán aportados a un vector de datos que recogerá las temperaturas para cada ciudad para la hora en la que el camión pasará por dicha región para ser utilizados más adelante. El vector quedará de la siguiente forma:

| <b>Madrid</b><br><b>8:00-9:00</b><br><b>Dato 4664</b> | <b>Toledo</b><br><b>9:00-10:00</b><br><b>Dato 4665</b> | <b>Ciudad Real</b><br><b>10:00-11:00</b><br><b>***</b> | <b>Jaén</b><br><b>11:00-12:00</b><br><b>Dato 4667</b> | <b>Córdoba</b><br><b>12:00-13:00</b><br><b>Dato 4668</b> | <b>Sevilla</b><br><b>13:00-14:00</b><br><b>Dato 4669</b> |
|---|--|--|---|--|--|
| 20.6°C  | 19.4°C   | 22.25°C  | 25.6°C  | 27.2°C   | 28.9°C   |

*Tabla 3. 1: Temperaturas de cada ciudad a la hora en la que pasa el camión*

Cabe mencionar que en el portal de internet del departamento de energía de los Estados Unidos no aparecen datos para Ciudad Real. Esto puede ser debido a que no cuentan con estaciones meteorológicas de recogida de datos en dicha zona. Para poder continuar con el estudio se realizará una media entre los valores obtenidos en Toledo y Jaén al ser las zonas contiguas a Ciudad Real.

En cuanto a la temperatura interior del habitáculo de la caja del camión se realizará el estudio para 5 temperaturas de refrigeración típicas. Estas temperaturas son 5°C, 0°C, -5°C, -10°C y -20°C. Al contar con 6 zonas y 5 temperaturas interiores los resultados obtenidos se mostrarán en una matriz de datos de 6 filas y 5 columnas como se muestra a continuación:

|                                | <b>5°C</b> | <b>0°C</b> | <b>-5°C</b> | <b>-10°C</b> | <b>-20°C</b> |
|--------------------------------|------------|------------|-------------|--------------|--------------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       |            |            |             |              |              |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       |            |            |             |              |              |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> |            |            |             |              |              |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         |            |            |             |              |              |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      |            |            |             |              |              |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      |            |            |             |              |              |

*Tabla 3. 2: Estimación de los resultados a obtener*

Se ha representado lo que se espera sean los resultados más favorables en color verde y los más desfavorables en color rojo. Esta es una estimación ya que se supone que habrá más diferencia de temperatura en Sevilla con una temperatura interior de -20°C a las 14:00 del 15 de Julio que en Madrid a las 8:00 y con una temperatura interior de 5°C.

El problema se puede dividir además en tres partes dependiendo de si incide o no radiación en el camión y si este se encuentra en movimiento. De esta forma se irá avanzando desde el caso en el que el camión se encuentra parado y a la sombra, es decir, sin radiación incidente en el camión, hasta llegar al caso en el que el camión avance a una velocidad constante mientras es irradiado por la radiación solar. Se tienen así tres descomposiciones del problema.



Con sombra y parado, En movimiento y sin radiación, En movimiento y con radiación y parado y sin sombra (con radiación).

### 3.3 Parado sin radiación

En primer lugar se deben hallar los coeficientes de convección interior y exterior para poder utilizar la ecuación simplificada de transmisión de calor que engloba la conducción y la convección.

En cuanto al coeficiente de convección interior correspondiente al aire que se encuentra confinado en la caja del camión se puede obtener haciendo uso de los valores que proporciona el código Técnico de la Edificación CTE (DA DB-HE/1 Tabla 1).

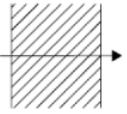
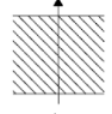
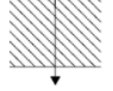
| Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor  |   | $R_{se}$ | $R_{si}$ |
|--|---|----------|----------|
| Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal $>60^\circ$ y flujo Horizontal               |    | 0,04     | 0,13     |
| Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$ y flujo ascendente (Techo) |   | 0,04     | 0,10     |
| Cerramientos horizontales y flujo descendente (Suelo)  |  | 0,04     | 0,17     |

Figura 3. 6: Tabla 1 del Código Técnico de la Edificación

Por lo tanto las resistencias térmicas debidas a la convección del aire en el interior del habitáculo son las siguientes:

- Resistencia térmica interior de la cubierta:

$$R_{sic} = 0.17 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

- Resistencia térmica interior del suelo:

$$R_{sis} = 0.04 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

- Resistencia térmica interior de las paredes:

$$R_{sil} = 0.04 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

Al encontrarse parado se supondrá que el aire a su alrededor se encuentra en reposo por lo que el problema se traduce a un problema de conducción y de convección natural. La ecuación a resolver es la ecuación 1.18. Por lo tanto se debe hallar el coeficiente de convección natural para poder introducirlo en dicha ecuación. Es necesario conocer la temperatura de la

superficie exterior del panel para poder hallar el coeficiente de convección libre. El método de cálculo empleado se basa en suponer una temperatura de superficie conocida otorgándole un valor de 5 grados por debajo de la temperatura exterior. Se hallará el coeficiente de convección natural mediante el uso de las ecuaciones del número de Nusselt descritas en el apartado anterior. Una vez se cuente con el coeficiente de convección se podrá hallar el valor del flujo de calor por unidad de área y con este despejando la temperatura de la superficie de la ecuación 1.3 obtendremos un nuevo valor de temperatura superficial el cual volveremos a introducir en las ecuaciones de forma iterativa para hallar un nuevo coeficiente de convección repitiendo el procedimiento anterior hasta que el valor final con el inicial converjan con un error diferencial entre ambos inferior a 0.01°C.

Habrà que hallar un coeficiente para cada tipo de panel que conforma la caja del camión.

### Paneles Laterales

Introduciendo los valores dimensionales y los valores de las propiedades del aire se obtienen los siguientes valores para los parámetros del problema:

$$Pr = 0.75 ; \quad L = H = 1.99 \text{ m} ; \quad k = 0.024 \frac{W}{K \cdot m}$$

$$\beta = [0.0485 \quad 0.0515 \quad 0.449 \quad 0.0391 \quad 0.368 \quad 0.0346]$$

$$\rho = [1.2025 \quad 1.2074 \quad 1.1958 \quad 1.1823 \quad 1.1760 \quad 1.1694] \frac{kg}{m^3}$$

$$v = [0.1497 \quad 0.1491 \quad 0.1505 \quad 0.1522 \quad 0.1531 \quad 0.1539] \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s}$$

Realizando el método iterativo antes descrito introduciendo los valores anteriores en la siguiente modificación de la ecuación del número de Rayleigh para no tener que obtener el valor del coeficiente expansión térmica del aire

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{\infty} - T_s) \cdot L^3}{\frac{v^2}{Pr}} \quad (2.2)$$

Se puede obtener así el número de Nusselt haciendo uso de la ecuación 1.6 y con estos valores hallar el coeficiente de convección natural con la ecuación 1.5. El valor definitivo obtenido para el coeficiente de convección natural medio para los paneles laterales en cada caso es el siguiente:

| $h_L [W/m^2 \cdot K]$          | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 0.2789 | 0.2902 | 0.2986 | 0.3059 | 0.3189 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 0.2782 | 0.2906 | 0.2995 | 0.3071 | 0.3206 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 0.2798 | 0.2896 | 0.2975 | 0.3043 | 0.3167 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 0.2810 | 0.2886 | 0.2955 | 0.3016 | 0.3128 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 0.2814 | 0.2881 | 0.2947 | 0.3005 | 0.3112 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 0.2817 | 0.2876 | 0.2938 | 0.2993 | 0.3096 |

**Tabla 3. 3:** Coeficiente de convección libre para los paneles laterales camión parado y sin radiación

### Paneles delantero y trasero

Al tratarse de paneles con la misma orientación que los laterales el procedimiento de cálculo es idéntico al anterior, los valores de los parámetros son iguales ya que aunque varíen las dimensiones del panel se conserva la altura de este la cual es la longitud característica del problema  $L = 1.99 \text{ m}$  por lo que los resultados son los mismos que en el caso anterior.

| $h_{dt} [W/m^2 \cdot K]$       | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 0.2789 | 0.2902 | 0.2986 | 0.3059 | 0.3189 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 0.2782 | 0.2906 | 0.2995 | 0.3071 | 0.3206 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 0.2798 | 0.2896 | 0.2975 | 0.3043 | 0.3167 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 0.2810 | 0.2886 | 0.2955 | 0.3016 | 0.3128 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 0.2814 | 0.2881 | 0.2947 | 0.3005 | 0.3112 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 0.2817 | 0.2876 | 0.2938 | 0.2993 | 0.3096 |

**Tabla 3. 4:** Coeficiente de convección libre para los paneles delantero y trasero con camión parado y sin radiación

### Panel superior o cubierta

Para este caso las propiedades del aire y las temperaturas del caso no varían por lo que los valores del número de Prandtl, coeficiente volumétrico de expansión térmica, densidad y viscosidad cinemática no varían pero sí lo hará la longitud característica al variar las dimensiones del panel

$$L = \frac{A_s}{P} = \frac{L \cdot W}{2 \cdot (L + W)} = 0.9403 \text{ m}$$

Para este caso las ecuaciones para hallar el número de Nusselt cambian, tal y como se citó en el apartado anterior, por lo que el procedimiento de cálculo es el mismo a excepción de las ecuaciones que determinan el número de Nusselt que para este caso será la ecuación 1.13. Los resultados obtenidos se muestran a continuación

| $h_c [W/m^2 \cdot K]$          | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 1.9662 | 1.7463 | 1.8066 | 1.8699 | 1.9908 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 2.0000 | 1.7524 | 1.8152 | 1.8815 | 2.0074 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 1.9233 | 1.7385 | 1.7957 | 1.8554 | 1.9700 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 1.8465 | 1.7241 | 1.7763 | 1.8296 | 1.9332 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 1.8139 | 1.7178 | 1.7680 | 1.8188 | 1.9178 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 1.7816 | 1.7113 | 1.7597 | 1.8080 | 1.9027 |

**Tabla 3. 5:** Coeficiente de convección libre para la cubierta con camión parado y sin radiación

### Panel inferior o suelo

En este último caso los parámetros tanto dimensionales como las propiedades del aire se mantienen constantes con el caso de la cubierta. La única variación existente en el procedimiento de cálculo son las ecuaciones para hallar el número de Nusselt al cambiar la orientación del panel tal y como se describe en el capítulo anterior. Por lo que para este caso se utilizará la ecuación 1.12. Los resultados obtenidos son los siguientes:

| $h_s [W/m^2 \cdot K]$          | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 7.1909 | 4.9168 | 4.9134 | 5.0897 | 5.5045 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 7.3563 | 4.9502 | 4.9468 | 5.1311 | 5.5637 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 6.9824 | 4.8746 | 4.8715 | 5.0378 | 5.4304 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 6.6136 | 4.7989 | 4.7973 | 4.9464 | 5.3003 |

|                           |        |        |        |        |        |
|---------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b> | 6.4582 | 4.7663 | 4.7659 | 4.9079 | 5.2458 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b> | 6.3053 | 4.7337 | 4.7348 | 4.8700 | 5.1924 |

*Tabla 3. 6: Coeficiente de convección libre para el suelo con camión parado y sin radiación*

Una vez se tienen los coeficientes de convección exterior podemos introducir estos en la ecuación global de transferencia de calor 2.18 junto con las resistencias térmicas del aire en el interior del habitáculo y demás parámetros del problema.

$$Q_{c-c} = \frac{1}{R_{int} + \sum_{i=1}^3 \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_{ext}}} \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int}) \quad (3.1)$$

Los resultados obtenidos para cada caso son los siguientes:

- Paneles laterales (cada uno):

|                                |            |            |             |              |              |
|--------------------------------|------------|------------|-------------|--------------|--------------|
| <b><math>Q_{L1}</math> [W]</b> | <b>5°C</b> | <b>0°C</b> | <b>-5°C</b> | <b>-10°C</b> | <b>-20°C</b> |
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 32.84      | 44.23      | 55.76       | 67.42        | 91.25        |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 30.27      | 41.68      | 53.22       | 64.9         | 88.78        |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 36.37      | 47.73      | 59.24       | 70.89        | 94.66        |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 43.53      | 54.82      | 66.31       | 77.91        | 101.57       |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 46.94      | 58.20      | 69.67       | 81.26        | 104.87       |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 50.57      | 61.78      | 73.24       | 84.82        | 108.38       |

*Tabla 3. 7: Carga térmica a través de los paneles laterales con camión parado y sin radiación*

- Panel delantero y trasero (cada uno):

|                                 |            |            |             |              |              |
|---------------------------------|------------|------------|-------------|--------------|--------------|
| <b><math>Q_{dt1}</math> [W]</b> | <b>5°C</b> | <b>0°C</b> | <b>-5°C</b> | <b>-10°C</b> | <b>-20°C</b> |
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>        | 18.81      | 24.46      | 30.53       | 36.66        | 49.03        |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>        | 17.4       | 23.04      | 29.12       | 35.25        | 47.63        |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>  | 20.74      | 26.4       | 32.48       | 38.6         | 50.95        |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>          | 24.64      | 30.34      | 36.42       | 42.53        | 54.87        |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>       | 26.49      | 32.22      | 38.3        | 44.41        | 56.74        |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>       | 28.45      | 34.22      | 40.29       | 46.4         | 58.72        |

*Tabla 3. 8: Carga térmica a través de los paneles delantero y trasero con camión parado y sin radiación*

- Panel superior o cubierta:

|                                |            |            |             |              |              |
|--------------------------------|------------|------------|-------------|--------------|--------------|
| <b><math>Q_{c1}</math> [W]</b> | <b>5°C</b> | <b>0°C</b> | <b>-5°C</b> | <b>-10°C</b> | <b>-20°C</b> |
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 70.89      | 92.19      | 115.09      | 138.19       | 184.79       |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 65.57      | 86.86      | 109.76      | 132.87       | 179.51       |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 78.18      | 99.51      | 122.41      | 145.49       | 192.05       |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 92.88      | 114.37     | 137.26      | 160.31       | 206.8        |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 99.86      | 121.45     | 144.35      | 167.39       | 213.84       |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 107.25     | 128.98     | 151.87      | 174.9        | 221.32       |

*Tabla 3. 9: Carga térmica a través de la cubierta con camión parado y sin radiación*

- Panel inferior o suelo:

|                                |            |            |             |              |              |
|--------------------------------|------------|------------|-------------|--------------|--------------|
| <b><math>Q_{s1}</math> [W]</b> | <b>5°C</b> | <b>0°C</b> | <b>-5°C</b> | <b>-10°C</b> | <b>-20°C</b> |
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 79.49      | 103.17     | 128.21      | 153.54       | 204.53       |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 73.44      | 97.20      | 122.25      | 147.58       | 198.58       |

|                                |        |        |        |        |        |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 87.80  | 111.38 | 136.41 | 161.73 | 212.70 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 104.63 | 128.05 | 153.05 | 178.36 | 229.29 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 112.64 | 136    | 161    | 186.3  | 237.21 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 121.15 | 144.44 | 169.43 | 194.73 | 245.62 |

*Tabla 3. 10: Carga térmica a través del suelo con camión parado y sin radiación*

- **Calor total** para el camión parado y a la sombra:

|                                |            |            |             |              |              |
|--------------------------------|------------|------------|-------------|--------------|--------------|
| <b><math>Q_{T1}[W]</math></b>  | <b>5°C</b> | <b>0°C</b> | <b>-5°C</b> | <b>-10°C</b> | <b>-20°C</b> |
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 253.70     | 332.77     | 415.90      | 499.93       | 669.90       |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 234.37     | 313.54     | 396.71      | 480.79       | 650.93       |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 280.22     | 359.19     | 442.28      | 526.23       | 696          |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 333.86     | 412.76     | 495.78      | 579.59       | 748.98       |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 359.39     | 438.32     | 521.30      | 605.06       | 774.29       |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 386.46     | 465.45     | 548.40      | 632.10       | 801.17       |

*Tabla 3. 11: Carga térmica del habitáculo con camión parado y sin radiación*

Se puede observar que el camión pierde más calor por el suelo que por cualquier otra zona. Esto es debido a que el proceso de convección natural es más determinante cuando el panel se encuentra orientado hacia el suelo al estar frío y a la diferencia de estructura con la que cuenta este panel el cual conecta en varios trozos el interior del camión con el exterior directamente con el aluminio. Además los paneles superior e inferior son los paneles con mayor área por lo que es lógico que sea en estos donde más calor se pierda.

### 3.4 En movimiento sin radiación

En este caso se considerará el camión en movimiento y sin que se produzca efecto de la radiación en él. De esta forma el calor que será transmitido al exterior será exclusivamente debido a la conducción y a la convección forzada por efecto de movimiento del camión. Este caso es introductorio al definitivo y solo nos aporta información acerca de la transferencia de calor a través del camión debida al mecanismo de convección forzada. Los paneles afectados por el efecto del movimiento del camión en la convección serán únicamente los dos paneles laterales y el panel superior o cubierta.

Se considerarán las mismas resistencias térmicas para el aire en el interior de la caja del camión que en el apartado anterior ya que este seguirá en reposo. Se puede considerar que la única variación con el caso del camión parado y a la sombra es el coeficiente de convección exterior que en este caso dependerá del número de Reynolds indirectamente mediante el número de Nusselt el cual se hallará con la ecuación 1.17. El número de Reynolds dependerá de la velocidad del camión la cual se considerará constante y de valor:

$$V_c = 90 \frac{km}{h} = 25 \frac{m}{s}$$

La mayoría de propiedades del aire no sufren una gran variación al variar la temperatura por lo que se puede suponer constantes la viscosidad, la capacidad calorífica y la conductividad térmica. Sin embargo al variar la temperatura la densidad del aire puede variar

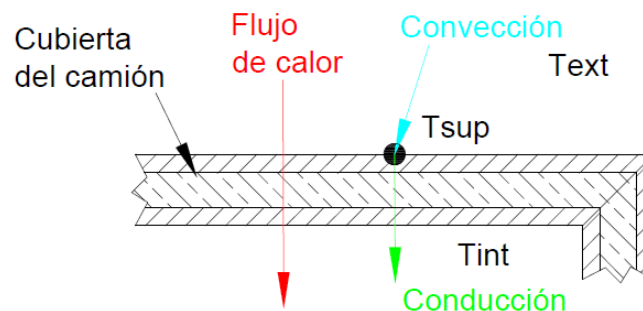
significativamente por lo que es necesario tener en cuenta esta variación. La ecuación que cuantifica esta variación es la ley de los gases ideales

$$P = \rho \cdot Rg \cdot T \rightarrow \rho = \frac{P}{Rg \cdot T} \quad (3.2)$$

La temperatura a emplear para dicho cálculo será la temperatura media entre la temperatura de la superficie y la temperatura exterior del aire. Para poder conocer la temperatura de la superficie es necesario conocer primero el coeficiente de convección por lo que al desconocer ambos términos el problema se vuelve irresoluble. Para poder resolverlo es necesario suponer una temperatura de la superficie comprendida entre la temperatura del exterior y la del interior del habitáculo. Para un primer cálculo puede suponerse la temperatura de la superficie la media entre la exterior y la interior. Una vez se cuenta con esta estimación se calculará el número de Reynolds.

$$Re_L = \frac{\rho \cdot V_c \cdot L}{\mu} \quad (3.3)$$

Una vez se conozca el número de Reynolds se puede hallar el número de Nusselt y con este el coeficiente de convección forzada. Este coeficiente no será el real ya que se ha calculado con una temperatura estimada por lo que es necesario hacer una corrección de la temperatura de la superficie despejando esta de la ecuación del equilibrio energético en la pared del camión:



**Figura 3. 7:** Flujos de calores a través de la cubierta con camión en movimiento y sin radiación

$$Q_{cond} = Q_{conv}$$

$$U_{cond} \cdot A \cdot (T_{Sup} - T_{int}) = h_{conv} \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{Sup}) \quad (3.4)$$

Ambos calores son iguales al flujo global de calor  $Q$  a través del panel. Este flujo se puede calcular aunando los coeficientes de convección y conducción en un coeficiente global de transferencia de calor

$$Q = U \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

$$Q = U \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int}) = h_{conv} \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{Sup}) \quad (3.5)$$

Esta última ecuación permite realizar la corrección de temperatura antes mencionada despejando el término  $T_{Sup}$  una vez calculado el valor del flujo de calor.

$$T_{Sup} = T_{ext} - \frac{Q}{h_{conv} \cdot A}$$

Con esta nueva temperatura de superficie se vuelve a iterar el procedimiento hasta que la diferencia entre las temperaturas de la superficie de dos iteraciones consecutivas sea suficientemente pequeña.

Los resultados obtenidos al operar de esta forma para las temperaturas de la superficie son los siguientes:

- Temperaturas de la superficie:
  - Panel Superior

| $T_{Sup\_cubierta} [^{\circ}C]$ | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|---------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>        | 20,52 | 20,49 | 20,46 | 20,44 | 20,38 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>        | 19,32 | 19,30 | 19,27 | 19,24 | 19,19 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>  | 22,16 | 22,13 | 22,10 | 22,08 | 22,02 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>          | 25,49 | 25,46 | 25,43 | 25,41 | 25,35 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>       | 27,08 | 27,05 | 27,02 | 27,00 | 26,94 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>       | 28,77 | 28,74 | 28,71 | 28,69 | 28,63 |

*Tabla 3. 12: Temperatura de la superficie de la cubierta con camión en movimiento y sin radiación*

- Paneles laterales

| $T_{Sup\_lateral} [^{\circ}C]$ | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 20,51 | 20,49 | 20,46 | 20,43 | 20,37 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 19,32 | 19,29 | 19,27 | 19,24 | 19,18 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 22,15 | 22,13 | 22,10 | 22,07 | 22,01 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 25,48 | 25,46 | 25,43 | 25,40 | 25,34 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 27,07 | 27,05 | 27,02 | 26,99 | 26,93 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 28,76 | 28,74 | 28,71 | 28,68 | 28,62 |

*Tabla 3. 13: Temperatura de la superficie de los paneles laterales con camión en movimiento y sin radiación*

La diferencia entre las temperaturas de la superficie exterior entre los paneles laterales y el panel superior es ínfima, esto se debe a que el único parámetro que hace que el problema sea distinto es la resistencia del aire en el interior del habitáculo. Como es sabido cualquier fluido caliente asciende al aumentar su densidad por lo que es por esto que entre las dos temperaturas es superior la temperatura de la superficie de la cubierta.

- Coeficientes de convección forzada:
  - Panel Superior

| $h_{Sup\_cubierta} [\frac{W}{m^2 \cdot K}]$ | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>                    | 51,19 | 51,19 | 51,20 | 51,20 | 51,20 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>                    | 51,36 | 51,36 | 51,36 | 51,37 | 51,37 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>              | 50,96 | 50,97 | 50,97 | 50,97 | 50,97 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>                      | 50,51 | 50,51 | 50,51 | 50,51 | 50,51 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>                   | 50,29 | 50,29 | 50,29 | 50,30 | 50,30 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>                   | 50,06 | 50,07 | 50,07 | 50,07 | 50,07 |

*Tabla 3. 14: Coeficiente de convección de la cubierta con camión en movimiento y sin radiación*

- Paneles laterales

| $h_{Sup\_lateral} [\frac{W}{m^2 \cdot K}]$ | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>                   | 51,19 | 51,19 | 51,20 | 51,20 | 51,20 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>                   | 51,36 | 51,36 | 51,36 | 51,37 | 51,37 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>             | 50,96 | 50,97 | 50,97 | 50,97 | 50,97 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>                     | 50,51 | 50,51 | 50,51 | 50,51 | 50,52 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>                  | 50,29 | 50,29 | 50,29 | 50,30 | 50,30 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>                  | 50,06 | 50,07 | 50,07 | 50,07 | 50,07 |

*Tabla 3. 15: Coeficiente de convección de los paneles laterales con camión en movimiento y sin radiación*

El hecho de que el coeficiente de convección vaya en disminución conforme avanza el trayecto es debido a que según el camión avanza en su ruta las temperaturas también lo hacen y con esta aumenta la densidad del aire que hace que las moléculas de éste estén más separadas unas de otras y los mecanismos de transferencia de calor se vean levemente amortiguados. Esto podría hacer pensar que es mejor para asegurar el aislamiento del camión que la temperatura exterior sea mayor. Esto es un error ya que el calor que se transfiere al camión es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior como se muestra en la ecuación 1.18. El efecto de la dependencia directa de la diferencia de temperaturas es mucho mayor que la leve reducción que se produce en el coeficiente de convección al aumentar la temperatura exterior.

Al igual que pasa con la temperatura la variación de valores entre los dos tipos de panel es muy pequeña. Además tanto para el coeficiente de convección como para la temperatura de la superficie los valores también varían muy poco con respecto a la temperatura interior del habitáculo.

Los valores obtenidos de potencia calorífica a través de ambos tipos de panel son los siguientes:

- Panel cubierta o techo:

| $Q_{c2} [W]$                   | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 80,39  | 106,15 | 131,92 | 157,68 | 209,21 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 74,21  | 99,97  | 125,74 | 151,50 | 203,03 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 88,89  | 114,65 | 140,42 | 166,18 | 217,71 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 106,15 | 131,91 | 157,67 | 183,44 | 234,96 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 114,39 | 140,15 | 165,91 | 191,68 | 243,20 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 123,14 | 148,91 | 174,67 | 200,43 | 251,95 |

*Tabla 3. 16: Carga térmica a través de la cubierta con camión en movimiento y sin radiación*

- Paneles laterales (cada uno):

| $Q_{L2} [W]$                   | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 66,09  | 87,27  | 108,45 | 129,63 | 171,99 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 61,00  | 82,18  | 103,37 | 124,55 | 166,91 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 73,07  | 94,25  | 115,43 | 136,62 | 178,98 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 87,26  | 108,44 | 129,62 | 150,80 | 193,16 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 94,03  | 115,21 | 136,39 | 157,57 | 199,93 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 101,23 | 122,41 | 143,59 | 164,77 | 207,13 |

*Tabla 3. 17: Carga térmica a través de cada panel lateral con camión en movimiento y sin radiación*



Para poder hallar la carga total que se transfiere al interior del habitáculo hay que sumar los efectos de los paneles delantero, trasero y del panel suelo. Al no verse afectados por el efecto del movimiento relativo del aire podemos sumar a los resultados obtenidos para los paneles superior y laterales los valores del apartado anterior de los paneles delantero, trasero y suelo.

- **Calor total** para el camión en movimiento sin efecto de la radiación:

| $Q_{T2} [W]$                   | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C   |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|---------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 329,70 | 432,80 | 538,10 | 643,80 | 855,80  |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 304,50 | 407,60 | 513,00 | 618,70 | 830,70  |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 364,30 | 467,40 | 572,70 | 678,40 | 890,30  |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 434,60 | 537,50 | 642,80 | 748,50 | 960,30  |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 468,10 | 571,00 | 676,30 | 782,00 | 993,80  |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 503,70 | 606,60 | 711,90 | 817,50 | 1029,30 |

*Tabla 3. 18: Carga térmica del camión en movimiento y sin radiación*

Comparando los resultados con el apartado anterior se observa que los valores obtenidos cuando el camión se encuentra en movimiento son ligeramente superiores, en torno a 200 W, a los que se obtienen en el caso del camión en reposo. Como era de esperar el aire en movimiento facilita el transporte del calor y es por esto que se obtienen valores superiores para este caso que para el caso anterior.

### 3.5 En movimiento con radiación

Este caso es el que más se acerca a la realidad ya que cuenta con los dos procesos anteriores y con el efecto de la radiación, es decir, con todos los efectos de transferencia de calor que se dan en la realidad.

Para proceder con el cálculo de la radiación incidente habrá que extraer los datos de radiación incidente sobre el plano horizontal. Al igual que con los datos de temperatura se extraen los datos de radiación desde los archivos .xls proporcionados por el portal de internet del departamento de energía de los Estados Unidos mediante el comando "xlsread". Al igual que en el caso anterior se recogerán los datos desde el número 4664 hasta el 4669, correspondientes a las seis horas que el camión se encuentra realizando la ruta, en un vector que se utilizará más adelante en los cálculos. Los datos de radiación obtenidos son los siguientes:

$$I = [227 \quad 400 \quad 581.5 \quad 747 \quad 643 \quad 936] \cdot W$$

Se supondrá que tanto el panel inferior como el panel delantero del camión no reciben radiación. El primero por encontrarse orientado hacia el suelo y el segundo debido a que la cabina del camión y el propio motor de refrigeración le protegen de la radiación directa del sol.

### Panel superior

Para el caso de la radiación incidente en el panel superior el cálculo se simplifica. Al tratarse de un plano horizontal la radiación que incide sobre la cubierta resulta de multiplicar los valores de radiación sobre el plano horizontal por el coeficiente de absorción del aluminio ( $\alpha'_{al} = 0.45$ ) y el área del panel.

$$Q_{rad\_cubierta} = \alpha'_{al} \cdot A_c \cdot I \quad (3.6)$$

$$Q_{C3} = [1923 \quad 3388.5 \quad 4926 \quad 6328 \quad 5477 \quad 7929.1] \cdot W$$

Para hallar el flujo de calor que se trasfiere en la cubierta es necesario estudiar el equilibrio de energía que sucede en el sistema. Cabe esperar que al incidir la radiación sobre el aluminio este aumente su temperatura por encima de la del aire exterior. Al contar la superficie exterior del panel con una temperatura superior a la exterior hace que el proceso de convección forzada absorba calor de la caja del camión en lugar de cederlo. Es necesario por tanto hallar la temperatura de la superficie del panel para saber si el mecanismo de convección cede o absorbe calor de la caja del camión ya hallar así el calor que se transmite al interior de la caja. Se debe tener en cuenta además los flujos de calor de radiación que absorbe el camión del ambiente y que el camión emite a este.

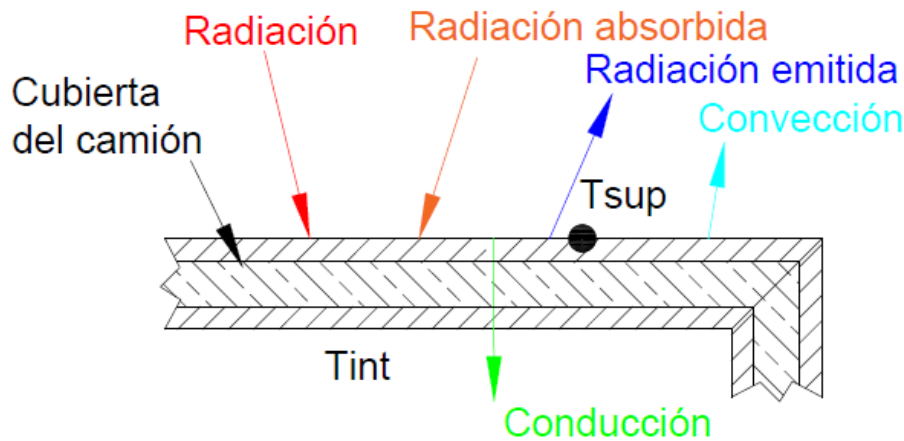


Figura 3. 8: Flujos de calores en la cubierta con camión en movimiento y radiación

$$Q_{cond} = Q_{rad\_cubierta} - Q_{conv} + Q_{rad\_absorbida} - Q_{rad\_emitida}$$

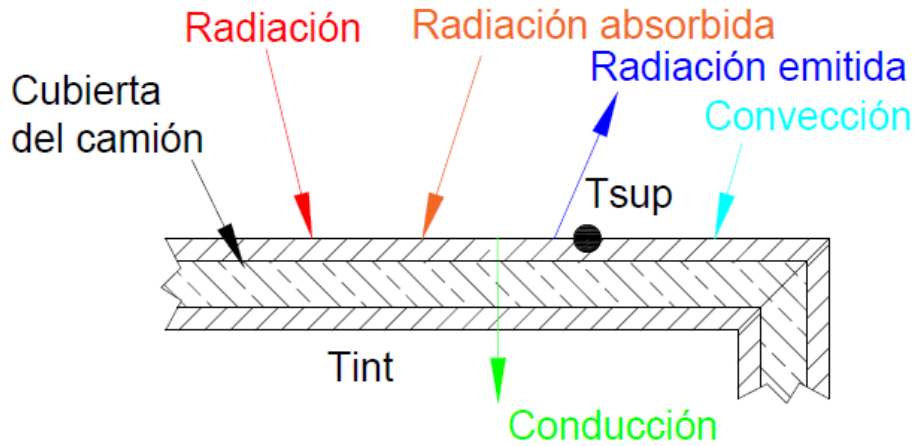
$$U_{cond} \cdot A_c \cdot (T_{sup} - T_{int}) = \alpha'_{al} \cdot A_c \cdot I - h \cdot A_c \cdot (T_{sup} - T_{ext}) + \alpha'_{al} \cdot \sigma \cdot A_c \cdot T_{alr}^4 - \varepsilon_{al} \cdot \sigma \cdot A_c \cdot T_{sup}^4 \quad (3.7)$$

Con:

$$U_{cond} = \frac{1}{R_{sic} + \sum_{i=1}^3 \frac{e_i}{\lambda_i}}$$

Siendo  $T_{sup}$  la temperatura de la superficie exterior de la cubierta (dentro del término  $U_{cond}$  está incluido el mecanismo de convección libre que se produce en el interior del habitáculo) y  $T_{alr}$  la temperatura de los alrededores la cual se puede suponer  $T_{alr} = -50^\circ\text{C}$ . El valor de la emisividad del aluminio lacado en blanco puede suponerse  $\varepsilon_{al} = 0.35$  En caso de obtener una temperatura de superficie por debajo de la temperatura exterior el resultado nos indica que

el sentido del flujo de calor de convección que se ha indicado es erróneo siendo este hacia el interior del habitáculo. Aun así la temperatura hallada es la correcta ya que el planteamiento del problema con el flujo de calor por convección en sentido contrario al anterior genera la misma ecuación que en el caso anterior.



**Figura 3. 9:** Flujos de calores en la cubierta con camión en movimiento y radiación con Temperatura superior a la del ambiente

$$Q_{cond} = Q_{rad\_cubierta} + Q_{conv} + Q_{rad\_absorbida} - Q_{rad\_emitida}$$

$$U_{cond} \cdot A_C \cdot (T_{Sup} - T_{int}) = \alpha'_{al} \cdot A_C \cdot I + h \cdot A_C \cdot (T_{ext} - T_{Sup}) + \alpha'_{al} \cdot \sigma \cdot A_C \cdot T_{alr}^4 - \epsilon_{al} \cdot \sigma \cdot A_C \cdot T_{Sup}^4 \quad (3.8)$$

Como puede observarse el calor de convección ahora se suma al calor aportado por radiación pero las temperaturas se invierten por lo que las ecuaciones son idénticas.

$$h_2 \cdot A_C \cdot (T_{ext} - T_{Sup}) = -h \cdot A_C \cdot (T_{Sup} - T_{ext}) \quad (3.9)$$

Una vez aclarada esta peculiaridad se puede proceder a desarrollar la ecuación anterior hasta hallar una expresión que sirva para poder calcular la temperatura de la superficie del panel exterior:

$$\begin{aligned} U_{cond} \cdot A_C \cdot (T_{Sup} - T_{int}) &= \alpha'_{al} \cdot A_C \cdot I + h \cdot A_C \cdot (T_{ext} - T_{Sup}) + \alpha'_{al} \cdot \sigma \cdot A_C \cdot T_{alr}^4 - \epsilon_{al} \cdot \sigma \cdot A_C \cdot T_{Sup}^4 \rightarrow \\ U_{cond} \cdot (T_{Sup} - T_{int}) &= \alpha'_{al} \cdot I + h \cdot (T_{ext} - T_{Sup}) + \alpha'_{al} \cdot \sigma \cdot T_{alr}^4 - \epsilon_{al} \cdot \sigma \cdot T_{Sup}^4 \rightarrow \\ U_{cond} \cdot T_{Sup} - U_{cond} \cdot T_{int} &= \alpha'_{al} \cdot I - h \cdot T_{Sup} + h_2 \cdot T_{ext} + \alpha'_{al} \cdot \sigma \cdot T_{alr}^4 - \epsilon_{al} \cdot \sigma \cdot T_{Sup}^4 \rightarrow \\ U_{cond} \cdot T_{Sup} + h \cdot T_{Sup} &= \alpha'_{al} \cdot I + U_{cond} \cdot T_{int} + h \cdot T_{ext} + \alpha'_{al} \cdot \sigma \cdot T_{alr}^4 - \epsilon_{al} \cdot \sigma \cdot T_{Sup}^4 \rightarrow \\ T_{Sup} \cdot (U_{cond} + h) &= \alpha'_{al} \cdot I + U_{cond} \cdot T_{int} + h \cdot T_{ext} + \alpha'_{al} \cdot \sigma \cdot T_{alr}^4 - \epsilon_{al} \cdot \sigma \cdot T_{Sup}^4 \rightarrow \\ T_{Sup} &= \frac{\alpha'_{al} \cdot I + U_{cond} \cdot T_{int} + h \cdot T_{ext} + \alpha'_{al} \cdot \sigma \cdot T_{alr}^4 - \epsilon_{al} \cdot \sigma \cdot T_{Sup}^4}{(U_{cond} + h)} \quad (3.10) \end{aligned}$$

Esta ecuación no puede resolverse inmediatamente, el término  $T_{Sup}$  aparece elevado a la cuarta. El método resolutivo consiste en suponer una temperatura de superficie  $10^\circ\text{C}$  superior a la del exterior. Con esta temperatura se puede hallar un primer valor del coeficiente de

convección exterior y con este realizar un método iterativo de punto fijo el cual consiste introducir el valor de la temperatura de superficie supuesto en el término elevado a la cuarta. De esta forma puede se halla un nuevo valor  $T_{Sup}$ . Se repite el proceso resolutorio de punto fijo hasta que la solución converja. Una vez la solución ha convergido se vuelve a hallar el coeficiente de convección exterior con esta nueva temperatura y se repite el proceso hasta que la solución converja. De esta forma se realizan dos iteraciones dentro del mismo método. Una para poder resolver la ecuación de la temperatura de la superficie y otra para resolver el efecto de la variación de la temperatura en el coeficiente de convección.

Los resultados obtenidos al realizar el procedimiento anterior son los siguientes:

| $h_{Sup\_cubierta} [^{\circ}C]$ | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|---------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>        | 51,17 | 51,17 | 51,17 | 51,17 | 51,18 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>        | 51,23 | 51,23 | 51,23 | 51,24 | 51,24 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>  | 50,74 | 50,74 | 50,74 | 50,74 | 50,75 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>          | 50,19 | 50,20 | 50,20 | 50,20 | 50,20 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>       | 50,05 | 50,05 | 50,05 | 50,05 | 50,05 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>       | 49,66 | 49,66 | 49,66 | 49,66 | 49,67 |

*Tabla 3. 19: Coeficiente de convección de la cubierta con camión en movimiento y con radiación*

| $T_{Sup\_cubierta} [^{\circ}C]$ | 5°C  | 0°C  | -5°C | -10°C | -20°C |
|---------------------------------|------|------|------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>        | 20,9 | 20,8 | 20,8 | 20,8  | 20,7  |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>        | 21,2 | 21,1 | 21,1 | 21,1  | 21,0  |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>  | 25,4 | 25,4 | 25,4 | 25,4  | 25,3  |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>          | 30,1 | 30,1 | 30,0 | 30,0  | 29,9  |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>       | 30,7 | 30,7 | 30,7 | 30,6  | 30,6  |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>       | 34,9 | 34,9 | 34,8 | 34,8  | 34,8  |

*Tabla 3. 20: Temperatura de la superficie de la cubierta con camión en movimiento y con radiación*

Con estos valores se puede calcular la carga térmica a través de la cubierta en este caso, o lo que es lo mismo el flujo de calor hacia el interior de la caja que se transfiere mediante conducción:

$$Q_{C3} = Q_{cond} = U_{cond} \cdot A_C \cdot (T_{Sup} - T_{int}) \quad (3.11)$$

Los resultados obtenidos son los siguientes:

| $Q_{C3} [W]$                   | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 82,13  | 107,90 | 133,67 | 159,44 | 210,98 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 83,71  | 109,48 | 135,25 | 161,02 | 212,56 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 105,88 | 131,65 | 157,41 | 183,18 | 234,72 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 129,93 | 155,70 | 181,46 | 207,23 | 258,77 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 133,28 | 159,04 | 184,81 | 210,58 | 262,11 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 154,87 | 180,64 | 206,41 | 232,17 | 283,70 |

*Tabla 3. 21: Carga térmica a través de la cubierta con camión en movimiento y con radiación*

Los resultados obtenidos son ligeramente superiores a los del apartado anterior. Cabría esperar que se obtuviese una mayor diferencia con los resultados anteriores debido a la adición de la radiación en el problema pero el añadir este mecanismo hace que la convección

contrarreste su efecto cuando la radiación es suficientemente elevada como para aumentar la temperatura de la superficie exterior del panel del camión.

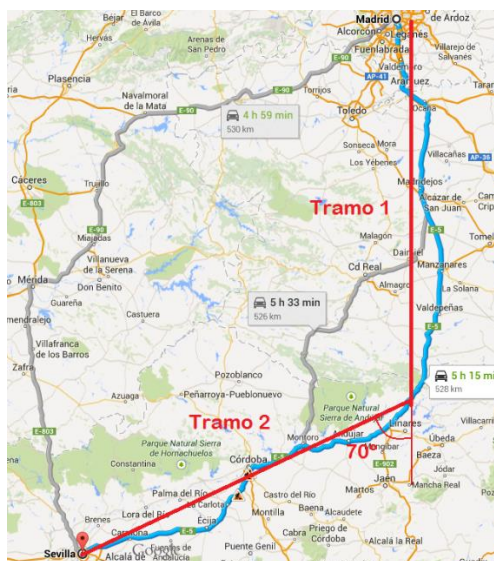
### Paneles laterales

Para los paneles laterales los cálculos son mucho más complejos. Los resultados dependen de los valores de orientación y latitud de los paneles. La latitud será la misma para los tres paneles y dependerá de la zona en cuestión.

| Ciudad      | Latitud | Latitud(°) | Latitud(Radianes) |
|-------------|---------|------------|-------------------|
| Madrid      | 40° 24' | 40.4       | 0.7051            |
| Toledo      | 39° 52' | 39.8667    | 0.6958            |
| Ciudad Real | 38° 58' | 38.9667    | 0.6801            |
| Jaén        | 37° 47' | 37.7833    | 0.6594            |
| Córdoba     | 37° 51' | 37.85      | 0.6606            |
| Sevilla     | 37° 22' | 37.3667    | 0.6522            |

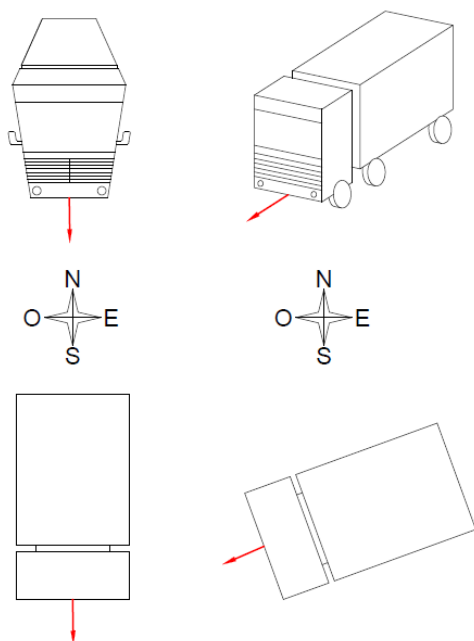
*Tabla 3. 22: Latitud de las ciudades del trayecto*

En cuanto a la orientación de cada panel se supondrá que el camión avanza por su ruta mediante dos tramos de orientación. Se supondrá que bajará en dirección sur hasta Jaén y luego se desviará 70° en sentido a las agujas del reloj conforme a la recta Norte-sur para simplificar los cálculos como muestra la siguiente figura:



*Figura 3. 10: Tramos del trayecto*

Estos dos tramos repercuten en la orientación de cada panel de la caja del camión como se muestra a continuación:



**Figura 3. 11:** Orientación del camión en cada tramo

De esta forma la orientación de cada panel para cada zona es la siguiente:

|                    | Panel Este | Panel Oeste | Panel trasero |
|--------------------|------------|-------------|---------------|
| <b>Madrid</b>      | 90°        | -90°        | 180°          |
| <b>Toledo</b>      | 90°        | -90°        | 180°          |
| <b>Ciudad Real</b> | 90°        | -90°        | 180°          |
| <b>Jaén</b>        | 20°        | -110°       | 110°          |
| <b>Córdoba</b>     | 20°        | -110°       | 110°          |
| <b>Sevilla</b>     | 20°        | -110°       | 110°          |

**Tabla 3. 23:** Orientación de cada panel a lo largo del trayecto

\*Positivo en sentido contrario a las agujas del reloj.

Una vez recogidos los datos de latitud y orientación e introducidos en el programa *Matlab* se puede proceder a la implementación de las ecuaciones que describen el proceso de transferencia de calor por radiación. Una vez hallada la potencia incidente en cada panel con las ecuaciones del apartado 1 basta con multiplicar estos valores por el área de cada panel y por el coeficiente de absorción de radiación del aluminio como indica la ecuación 1.37. Una vez realizado dicho procedimiento se han obtenido los siguientes resultados por unidad de área:

- Panel Este:

$$Q_{LE} = [620.51 \quad 670.59 \quad 662.99 \quad 438.62 \quad 348.51 \quad 445.230] \cdot W$$

- Panel Oeste:

$$Q_{LO} = [41.42 \quad 73.00 \quad 106.12 \quad 136.32 \quad 199.42 \quad 375.36] \cdot W$$

- Panel trasero:

$$Q_{tr} = [146.51 \quad 86.77 \quad 106.12 \quad 136.32 \quad 117.34 \quad 170.82] \cdot W$$

El problema a resolver en este caso es idéntico al del caso de la cubierta. La única variación serán los valores de área, de coeficiente de convección libre interior y los valores obtenidos de radiación incidente para cada panel. Al operar se obtiene que las temperaturas de la superficie de cada panel son las siguientes:

- Panel Oeste:

| $h_{Sup\_panel\_oeste} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>                                     | 51,28 | 51,28 | 51,28 | 51,29 | 51,29 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>                                     | 51,43 | 51,43 | 51,43 | 51,43 | 51,44 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>                               | 51,02 | 51,02 | 51,02 | 51,02 | 51,03 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>                                       | 50,55 | 50,55 | 50,55 | 50,56 | 50,56 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>                                    | 50,30 | 50,30 | 50,31 | 50,31 | 50,31 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>                                    | 49,98 | 49,98 | 49,98 | 49,98 | 49,99 |

*Tabla 3. 24: Coeficiente de convección para el panel oeste con camión en movimiento y con radiación*

| $T_{Sup\_panel\_oeste} [°C]$   | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 19,58 | 19,56 | 19,54 | 19,52 | 19,48 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 18,63 | 18,61 | 18,59 | 18,57 | 18,53 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 21,60 | 21,58 | 21,55 | 21,53 | 21,49 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 25,02 | 25,00 | 24,98 | 24,96 | 24,92 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 26,98 | 26,96 | 26,94 | 26,92 | 26,88 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 29,79 | 29,77 | 29,75 | 29,73 | 29,69 |

*Tabla 3. 25: Temperatura de la superficie del panel oeste con camión en movimiento y con radiación*

- Panel Este:

| $h_{Sup\_panel\_este} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>                                    | 50,94 | 50,94 | 50,94 | 50,94 | 50,95 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>                                    | 51,07 | 51,07 | 51,07 | 51,08 | 51,08 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>                              | 50,69 | 50,69 | 50,69 | 50,69 | 50,70 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>                                      | 50,37 | 50,38 | 50,38 | 50,38 | 50,38 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>                                   | 50,22 | 50,22 | 50,22 | 50,22 | 50,22 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>                                   | 49,94 | 49,94 | 49,94 | 49,94 | 49,95 |

*Tabla 3. 26: Coeficiente de convección para el panel este con camión en movimiento y con radiación*

| $T_{Sup\_panel\_este} [°C]$    | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 24,17 | 24,15 | 24,12 | 24,09 | 24,04 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 23,44 | 23,41 | 23,39 | 23,36 | 23,31 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 26,13 | 26,10 | 26,07 | 26,05 | 25,99 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 27,43 | 27,41 | 27,38 | 27,35 | 27,30 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 28,20 | 28,17 | 28,14 | 28,11 | 28,06 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 30,65 | 30,62 | 30,60 | 30,57 | 30,51 |

*Tabla 3. 27: Temperatura de la superficie del panel este con camión en movimiento y con radiación*



Procediendo de igual forma que para el caso del panel de la cubierta se obtienen las cargas térmicas de cada panel al resolver la ecuación del calor de conducción:

- Panel Oeste:

| $Q_{panel\_oeste} [W]$  | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|-------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Madrid (T=20.6°C)       | 60,88  | 82,06  | 103,25 | 124,43 | 166,81 |
| Toledo (T=19.4°C)       | 57,12  | 78,31  | 99,49  | 120,68 | 163,05 |
| Ciudad Real (T=22.25°C) | 69,90  | 91,09  | 112,27 | 133,46 | 175,83 |
| Jaén (T=25.6°C)         | 84,60  | 105,79 | 126,97 | 148,15 | 190,52 |
| Córdoba (T=27.2°C)      | 93,38  | 114,57 | 135,75 | 156,94 | 199,30 |
| Sevilla (T=28.9°C)      | 106,71 | 127,89 | 149,07 | 170,26 | 212,62 |

Tabla 3. 28: Carga térmica del panel oeste con camión en movimiento y con radiación

- Panel Este:

| $Q_{panel\_este} [W]$   | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|-------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Madrid (T=20.6°C)       | 81,68  | 102,86 | 124,05 | 145,23 | 187,60 |
| Toledo (T=19.4°C)       | 78,55  | 99,73  | 120,92 | 142,10 | 184,47 |
| Ciudad Real (T=22.25°C) | 89,99  | 111,18 | 132,36 | 153,55 | 195,91 |
| Jaén (T=25.6°C)         | 95,56  | 116,75 | 137,93 | 159,11 | 201,48 |
| Córdoba (T=27.2°C)      | 98,81  | 119,99 | 141,17 | 162,36 | 204,73 |
| Sevilla (T=28.9°C)      | 109,26 | 130,45 | 151,63 | 172,81 | 215,18 |

Tabla 3. 29: Carga térmica del panel este con camión en movimiento y con radiación

### Panel trasero

Para este panel el cálculo es distinto ya que dicho panel no sufre el efecto de la convección forzada. Por lo tanto para poder hallar la temperatura del panel hay que realizar el cálculo del coeficiente de convección libre en esta superficie. Este coeficiente depende de la temperatura del panel por lo que el método a resolver es también iterativo al igual que pasa con el coeficiente de convección forzada. El caso de sumar los efectos de la radiación junto con la convección libre se explicará más detenidamente más adelante. Los resultados obtenidos son los siguientes:

| $h_{Sup\_panel\_trasero} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ | 5°C  | 0°C  | -5°C | -10°C | -20°C |
|--|------|------|------|-------|-------|
| Madrid (T=20.6°C)  | 2,38 | 2,42 | 2,46 | 2,50  | 2,56  |
| Toledo (T=19.4°C)  | 2,93 | 2,95 | 2,97 | 2,99  | 3,05  |
| Ciudad Real (T=22.25°C)  | 2,86 | 2,88 | 2,91 | 2,93  | 2,98  |
| Jaén (T=25.6°C)  | 2,72 | 2,74 | 2,77 | 2,79  | 2,84  |
| Córdoba (T=27.2°C)   | 2,92 | 2,94 | 2,96 | 2,98  | 3,03  |
| Sevilla (T=28.9°C)   | 2,52 | 2,55 | 2,58 | 2,62  | 2,68  |

Tabla 3. 30: Coeficiente de convección del panel trasero con camión en movimiento y con radiación

| $T_{Sup\_panel\_trasero} [°C]$ | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Madrid (T=20.6°C)              | 15,66 | 15,38 | 15,13 | 14,87 | 14,35 |
| Toledo (T=19.4°C)              | 10,18 | 9,95  | 9,70  | 9,48  | 9,00  |
| Ciudad Real (T=22.25°C)        | 13,44 | 13,19 | 12,96 | 12,73 | 12,28 |
| Jaén (T=25.6°C)                | 17,83 | 17,58 | 17,31 | 17,08 | 16,60 |



|                           |       |       |       |       |       |
|---------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b> | 17,38 | 17,13 | 16,90 | 16,67 | 16,23 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b> | 22,47 | 22,22 | 21,97 | 21,72 | 21,21 |

*Tabla 3. 31: Temperatura de la superficie del panel trasero con camión en movimiento y con radiación*

|                                |            |            |             |              |              |
|--------------------------------|------------|------------|-------------|--------------|--------------|
| $Q_{panel\_trasero} [W]$       | <b>5°C</b> | <b>0°C</b> | <b>-5°C</b> | <b>-10°C</b> | <b>-20°C</b> |
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 15,20      | 21,93      | 28,69       | 35,45        | 48,98        |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 7,38       | 14,19      | 20,96       | 27,78        | 41,35        |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 12,03      | 18,80      | 25,60       | 32,41        | 46,01        |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 18,28      | 25,06      | 31,81       | 38,61        | 52,18        |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 17,65      | 24,43      | 31,23       | 38,03        | 51,65        |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 24,91      | 31,68      | 38,45       | 45,22        | 58,75        |

*Tabla 3. 32: Carga térmica del panel trasero con camión en movimiento y con radiación*

La temperatura de este panel es inferior a la del resto. Esto es debido a que tanto la radiación incidente como la convección libre no son suficientes para calentar el panel encima de la temperatura ambiente. Esta temperatura está comprendida entre la interior y la del ambiente.

La carga térmica total del camión en el caso de contar con los mecanismos de radiación y convección forzada resulta de la suma de los cuatro calores anteriores y las cargas de los paneles delantero (tapado por la cabina del camión) y suelo (orientado hacia el suelo). De esta forma se obtiene:

|                                |            |            |             |              |              |
|--------------------------------|------------|------------|-------------|--------------|--------------|
| $Q_{T3} [W]$                   | <b>5°C</b> | <b>0°C</b> | <b>-5°C</b> | <b>-10°C</b> | <b>-20°C</b> |
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 338,20     | 442,40     | 548,40      | 654,80       | 867,90       |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 317,60     | 422,00     | 528,00      | 634,40       | 847,70       |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 386,30     | 490,50     | 596,50      | 702,90       | 916,10       |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 457,70     | 561,70     | 667,60      | 774,00       | 987,10       |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 482,30     | 586,30     | 692,30      | 798,60       | 1011,70      |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 545,40     | 649,30     | 755,30      | 861,60       | 1074,60      |

*Tabla 3. 33: Carga térmica del camión en movimiento y con radiación*

Como se ha mencionado anteriormente este es el resultado de combinar los efectos de radiación y convección forzada. Si se tuviera en cuenta el caso en el que el camión se encuentra parado, es decir, con convección libre en lugar de forzada, la cantidad de calor evacuada al exterior debida a la acción del aire exterior se vería reducida por lo que la temperatura de la superficie del camión sería superior y por ende la carga térmica también. Es por esto por lo que se debe calcular las cargas térmicas del camión cuando este se encuentra parado es afectado por la radiación solar.

## 3.6 Parado con radiación

En este apartado se estudiará el caso en el que el camión se encuentre parado y recibiendo radiación solar. Esto es lo que ocurre siempre que el conductor haga una parada en su viaje ya que normalmente no se cuenta con dispositivos que doten de sombra los aparcamientos para camiones.

Para realizar los cálculos se supondrá que la radiación incidente en el camión hará que la temperatura de la superficie de este aumente siendo esta superior a la del aire exterior como cabría esperar. Al aumentar la temperatura de la superficie el mecanismo de convección libre hace que parte de este calor que incide en la superficie del camión se evacúe al exterior al igual que ocurre en el caso anterior con la salvedad de que esta vez el mecanismo de convección no transferirá tanto calor al exterior como en el caso en el que se cuenta con convección forzada. El procedimiento de cálculo es una mezcla entre el caso en el que el camión se encuentra parado y a la sombra y el caso en el que se encuentra en movimiento y con radiación. Es necesario pues hallar la temperatura superficial de cada panel con la ecuación:

$$Q_{cond} = Q_{rad\_cubierta} - Q_{conv} + Q_{rad\_absorbida} - Q_{rad\_emitida} \quad (3.12)$$

Se añade al problema la dificultad de hallar el coeficiente de convección libre ya que su procedimiento es más complicado que para el caso del camión en movimiento. Para ello se estimará una temperatura 10°C superior a la exterior. Con esta temperatura se hallará el coeficiente de convección libre ( $h_l$ ) y una vez hallado este se volverá a hallar la temperatura de la superficie con la ecuación:

$$T_{Sup} = \frac{\alpha'_{al} \cdot I + U_{cond} \cdot T_{int} + h \cdot T_{ext} + \alpha'_{al} \cdot \sigma \cdot T_{alr}^4 - \varepsilon_{al} \cdot \sigma \cdot T_{Sup}^4}{(U_{cond} + h)} \quad (3.13)$$

El proceso se repetirá de forma iterativa de la misma forma que para el caso del camión en movimiento. Una vez realizado este procedimiento los resultados obtenidos de temperatura de la superficie de cada panel son:

- Panel Cubierta:

| $h_{Sup\_panel\_cubierta2} [\frac{W}{m^2 \cdot K}]$ | 5°C  | 0°C  | -5°C | -10°C | -20°C |
|---|------|------|------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>                            | 2,45 | 2,37 | 2,29 | 2,21  | 1,98  |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>                            | 4,14 | 4,12 | 4,10 | 4,09  | 4,06  |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>                      | 4,73 | 4,72 | 4,71 | 4,70  | 4,68  |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>                              | 5,06 | 5,05 | 5,04 | 5,04  | 5,02  |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>                           | 4,75 | 4,74 | 4,73 | 4,73  | 4,71  |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>                           | 5,33 | 5,33 | 5,32 | 5,32  | 5,31  |

*Tabla 3. 34: Coeficiente de convección de la cubierta con camión parado y con radiación*

| $T_{Sup\_panel\_cubierta2} [°C]$ | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|----------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>         | 23,45 | 23,19 | 22,93 | 22,69 | 22,12 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>         | 33,78 | 33,59 | 33,41 | 33,24 | 32,89 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>   | 45,42 | 45,26 | 45,11 | 44,96 | 44,65 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>           | 55,86 | 55,72 | 55,57 | 55,43 | 55,14 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>        | 52,04 | 51,89 | 51,74 | 51,59 | 51,29 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>        | 66,86 | 66,72 | 66,59 | 66,45 | 66,18 |

*Tabla 3. 35: Temperatura de la superficie de la cubierta con camión parado*

- Panel Este:

| $h_{Sup\_panel\_este2} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ | 5°C  | 0°C  | -5°C | -10°C | -20°C |
|--|------|------|------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>                                     | 3,94 | 3,94 | 3,93 | 3,92  | 3,91  |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>                                     | 4,07 | 4,07 | 4,06 | 4,05  | 4,04  |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>                               | 3,99 | 3,98 | 3,98 | 3,97  | 3,96  |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>                                       | 3,31 | 3,29 | 3,28 | 3,27  | 3,24  |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>                                    | 2,82 | 2,80 | 2,78 | 2,76  | 2,72  |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>                                    | 3,22 | 3,21 | 3,20 | 3,19  | 3,16  |

*Tabla 3. 36: Coeficiente de convección del panel este con camión parado y con radiación*

| $T_{Sup\_panel\_este2} [°C]$   | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 49,63 | 49,45 | 49,27 | 49,09 | 48,73 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 51,60 | 51,43 | 51,25 | 51,08 | 50,73 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 53,11 | 52,94 | 52,76 | 52,58 | 52,23 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 42,07 | 41,83 | 41,63 | 41,43 | 41,02 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 36,97 | 36,74 | 36,52 | 36,29 | 35,82 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 44,56 | 44,35 | 44,15 | 43,94 | 43,51 |

*Tabla 3. 37: Temperatura de la superficie del panel este con camión parado y con radiación*

- Panel Oeste:

| $h_{Sup\_panel\_oeste2} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ | 5°C  | 0°C  | -5°C | -10°C | -20°C |
|---|------|------|------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>                                      | 3,27 | 3,28 | 3,30 | 3,32  | 3,36  |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>                                      | 3,03 | 3,06 | 3,08 | 3,10  | 3,14  |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>                                | 2,86 | 2,88 | 2,91 | 2,93  | 2,98  |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>  | 2,72 | 2,74 | 2,77 | 2,79  | 2,84  |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>                                     | 2,04 | 2,11 | 2,15 | 2,20  | 2,29  |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>                                     | 2,90 | 2,89 | 2,87 | 2,85  | 2,81  |

*Tabla 3. 38: Coeficiente de convección del panel oeste con camión parado y con radiación*

| $T_{Sup\_panel\_oeste2} [°C]$  | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 7,69  | 7,47  | 7,23  | 7,01  | 6,57  |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 9,18  | 8,92  | 8,69  | 8,46  | 8,00  |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 13,44 | 13,19 | 12,96 | 12,73 | 12,28 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 17,83 | 17,58 | 17,31 | 17,08 | 16,60 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 23,92 | 23,61 | 23,35 | 23,05 | 22,53 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 39,87 | 39,66 | 39,42 | 39,23 | 38,77 |

*Tabla 3. 39: Temperatura de la superficie del panel oeste con camión parado y con radiación*

Los valores del coeficiente de convección y de la temperatura de la superficie para el panel trasero son los ya expuestos en el apartado anterior en las tablas 3.31 y 3.32.

Como ya se había adelantado los resultados obtenidos de temperatura superficial es superior en este caso con respecto al caso en el que el camión se encuentra el movimiento. Los resultados de cargas térmicas de cada panel son los siguientes:

- Panel Cubierta:

| $Q_{panel\_cubierta2} [W]$     | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 95,59  | 120,15 | 144,71 | 169,37 | 218,22 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 149,11 | 174,00 | 199,01 | 224,02 | 274,03 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 209,39 | 234,50 | 259,60 | 284,71 | 334,92 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 263,50 | 288,66 | 313,82 | 338,98 | 389,30 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 243,71 | 268,83 | 293,96 | 319,08 | 369,32 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 320,46 | 345,66 | 370,86 | 396,07 | 446,47 |

Tabla 3. 40: Carga térmica a través de la cubierta con camión parado y con radiación

- Panel Oeste:

| $Q_{panel\_oeste2} [W]$        | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 11,48  | 31,83  | 52,09  | 72,45  | 113,17 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 17,81  | 38,01  | 58,32  | 78,64  | 119,28 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 35,94  | 56,18  | 76,50  | 96,84  | 137,49 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 54,63  | 74,89  | 95,04  | 115,36 | 155,91 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 80,58  | 100,56 | 120,76 | 140,80 | 181,18 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 148,52 | 168,94 | 189,22 | 209,71 | 250,33 |

Tabla 3. 41: Carga térmica a través del panel oeste con camión parado y con radiación:

- Panel Este:

| $Q_{panel\_este2} [W]$         | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 190,10 | 210,64 | 231,18 | 251,71 | 292,78 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 198,52 | 219,08 | 239,63 | 260,18 | 301,29 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 204,95 | 225,50 | 246,05 | 266,60 | 307,69 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 157,92 | 178,21 | 198,64 | 219,07 | 259,92 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 136,17 | 156,51 | 176,88 | 197,21 | 237,80 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 168,50 | 188,93 | 209,36 | 229,77 | 270,53 |

Tabla 3. 42: Carga térmica a través del panel este con camión parado y con radiación

- Panel Trasero:

| $Q_{panel\_trasero2} [W]$      | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 15,20 | 21,93 | 28,69 | 35,45 | 48,98 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 7,38  | 14,19 | 20,96 | 27,78 | 41,35 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 12,03 | 18,80 | 25,60 | 32,41 | 46,01 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 18,28 | 25,06 | 31,81 | 38,61 | 52,18 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 17,65 | 24,43 | 31,23 | 38,03 | 51,65 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 24,91 | 31,68 | 38,45 | 45,22 | 58,75 |

Tabla 3. 43: Carga térmica del panel trasero con camión parado y con radiación

Con estos datos y los obtenidos anteriormente para los paneles del suelo y el panel delantero se obtiene que la carga térmica total para el caso en el que el camión se encuentra parado y expuesto a la radiación es la siguiente:

| $Q_{T4} [W]$                   | 5°C    | 0°C    | -5°C    | -10°C   | -20°C   |
|--------------------------------|--------|--------|---------|---------|---------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 410,70 | 512,20 | 615,40  | 719,20  | 926,70  |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 463,70 | 565,50 | 669,30  | 773,50  | 982,20  |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 570,90 | 672,80 | 776,70  | 880,90  | 1089,80 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 623,60 | 725,20 | 828,80  | 932,90  | 1141,50 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 617,20 | 718,60 | 822,10  | 925,80  | 1133,90 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 812,00 | 913,90 | 1017,60 | 1121,90 | 1330,40 |

*Tabla 3. 44: Carga térmica del camión parado y con radiación*

Como ya se adelantaba estos datos son superiores a los del caso anterior debido a que el efecto de disipación del calor de la convección libre es inferior que el efecto de disipación de la convección exterior.

Entre todos los casos el valor más alto se produce en el caso en el que el camión se encuentra parado y teniendo en cuenta la radiación a temperatura interior mínima (-20°C). Para poder dimensionar el sistema de refrigeración habrá que suponer el caso más desfavorable con los valores de temperatura exterior y radiación máximos. Para ellos se seleccionará el máximo valor de temperatura y el máximo valor de radiación puntual de entre las 6 ciudades. Se escogerán los valores aunque estos coincidan en ciudad ni en hora. De esta forma el sistema puede quedar sobredimensionado pero así se asegura su funcionamiento en condiciones extremas. Estos valores son:

$$T_{max} = 41.7^{\circ}\text{C}$$

$$I_{max} = 990 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

De los seis paneles que conforman la caja del camión el suelo y el panel delantero no se verán afectados por la radiación por lo que para hallar la carga térmica en estos paneles se realizará el procedimiento empleado para el caso en el que el camión se encuentra parado y sin radiación. Para el resto el método empleado debe ser el del caso del camión parado y con radiación. Para hallar la potencia calorífica de los paneles oeste y este se ha supuesto la incidencia de la radiación perpendicular para obtener así el máximo flujo de calor.

Los resultados obtenidos para cada panel utilizando la temperatura y radiación máximas son:

- Panel Cubierta:

$$Q_{maxc} = 505.42 \text{ W}$$

- Paneles laterales:

$$Q_{maxl} = 435.02 \text{ W}$$

- Panel Trasero:

$$Q_{maxr} = 145.58 \text{ W}$$

- Panel delantero:

$$Q_{maxd} = 82.36 \text{ W}$$



- Panel suelo:

$$Q_{maxt} = 310.61 \text{ W}$$

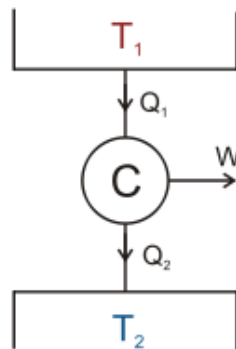
- Potencia calorífica máxima:

$$Q_{max} = 1914 \text{ W}$$

A la vista de los resultados se debe dimensionar el sistema de refrigeración para una potencia de refrigeración de  $Q_{ref} = 2000 \text{ W} = 2 \text{ kW}$  para poder afrontar la demanda en el interior del camión en el caso más desfavorable.

## 4. Dimensionado del sistema de refrigeración

Un ciclo térmico se vale de la diferencia de temperatura entre dos focos para generar potencia mecánica. El ciclo térmico más simple es el ciclo de Carnot el cual se describe de forma ideal esquemáticamente a continuación:

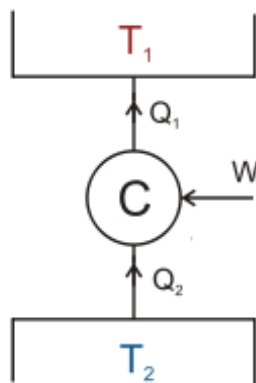


*Figura 4. 1: Esquema motor térmico de Carnot*

$$T_1 > T_2 \quad ; \quad Q_1 = W + Q_2$$

Este ciclo describe de forma simple el funcionamiento de los motores de combustión interna de cuatro tiempos en los que el foco frío sería el ambiente y el foco caliente el gas en combustión dentro de los cilindros del motor. De esta forma mediante la combustión se aprovecha la energía térmica del sistema expansionando el gas el cual hace que se muevan los pistones del motor haciendo girar el eje y transmitiéndole potencia mecánica a éste.

Se puede invertir el ciclo de forma que sea posible ceder temperatura del foco frío al caliente introduciendo potencia mecánica en lugar de absorberla. De esta forma se consigue enfriar un foco obteniendo un sistema de refrigeración el cual se puede describir de forma ideal como un ciclo de Carnot inverso:



*Figura 4. 2: Esquema motor térmico de Carnot inverso*

$$T_1 < T_2 \quad ; \quad Q_1 = W + Q_2$$

Para poder llevar a cabo este ciclo teórico de refrigeración es necesario valerse de la propiedad de cambio de fase con la que algunos fluidos cuentan. Un fluido al condensar cede calor al entorno y lo absorbe al evaporarse manteniendo en ambos casos su temperatura constante. Esta es la forma en la que los ciclos de refrigeración intercambian el calor con el ambiente.

Pero para que esto ocurra, la temperatura del fluido al evaporar debe ser menor que la del mismo fluido al condensar. Esto parece imposible ya que en condiciones de igual presión la temperatura de ebullición y condensación es la misma. Sin embargo estas temperaturas de cambio de fase tienen una fuerte dependencia de la presión en algunos tipos de fluidos. De esta forma al aumentar la presión de un gas este es capaz de condensar a una temperatura superior a la que condensaría en condiciones de presión atmosférica y al disminuir la presión de un líquido este se evapora a una temperatura menor que su temperatura de condensación a presión atmosférica.

Esto se debe a que al aumentar la presión las partículas del gas disminuyen el espacio entre ellas haciendo que su estado cinético disminuya al estar más juntas entre sí de forma que llega a condensar incluso a temperaturas superiores a la temperatura de condensación para ese gas en condiciones de presión atmosférica. Al disminuir la presión de un líquido ocurre lo contrario, las partículas del líquido se separan aumentando el espacio entre sí aumentando su estado cinético de forma que pueden llegar a evaporar sin necesidad de una temperatura tan alta como para el caso del mismo líquido a presión atmosférica.

Aprovechando esta propiedad de los fluidos y mediante el uso de un compresor que aumente la presión del gas y una válvula que expanda el líquido disminuyendo su presión se obtiene un ciclo de refrigeración operativo el cual absorbe calor en el evaporador y cede calor en el condensador.



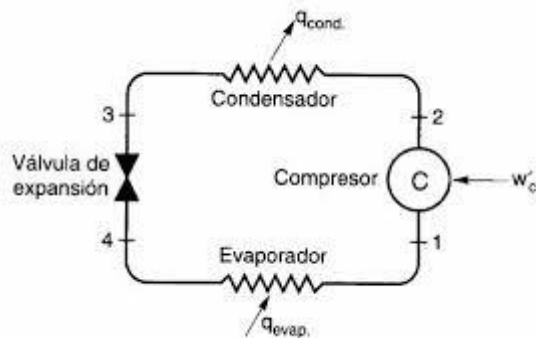


Figura 4. 3: Esquema motor de refrigeración

El gas evaporado del punto 1 se comprime aumentando su presión, temperatura y punto de condensación hasta llegar al punto 2. Al pasar por el intercambiador de calor el fluido condensa mediante el intercambio de calor con el ambiente llegando así al punto 3. Una vez condensado el líquido se expansiona disminuyendo su presión, temperatura y punto de ebullición en el punto 4. Al disminuir su temperatura el fluido absorbe calor del ambiente evaporándose a temperatura constante hasta llegar de nuevo al punto. De esta forma se obtiene un ciclo operativo en el cual al aportar potencia mecánica en el compresor este induce el movimiento del fluido aumentándolo de presión. Este es el motivo por el que a este sistema de refrigeración se le conoce como Sistema de Compresión Mecánica.

Para conocer la potencia necesaria en el compresor para poder llevar a cabo el ciclo de refrigeración es necesario conocer el caudal másico del fluido refrigerante del ciclo y las temperaturas de ambos focos.

La expresión para hallar cualquier calor o potencia del ciclo puede obtenerse mediante la ecuación de la energía en cada elemento:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \cdot \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot z_e \right) - \sum \dot{m}_s \cdot \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + g \cdot z_s \right) \quad (4.1)$$

Se puede simplificar la ecuación estableciendo las siguientes hipótesis:

- Estado estacionario:  $\frac{dE}{dt} = 0$
- Variación de energía cinética y potencial despreciables:  $V_e^2 - V_s^2 = z_e - z_s = 0$
- Compresión y expansión adiabática.
- Sin pérdidas de carga en los conductos.

De esta forma la ecuación de la energía para cada elemento se simplifica en las siguientes expresiones:

- Compresor:  $\dot{W}_C = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.2)$

- Condensador:  $\dot{Q}_C = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3) \quad (4.3)$

- Evaporador:  $\dot{Q}_E = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) \quad (4.4)$

Siendo:

$\dot{W}_C$ : Potencia del compresor en vatios W.

$\dot{Q}_E$ : Calor absorbido por el evaporador en vatios W.

$\dot{Q}_C$ : Calor cedido por el condensador en vatios W.

$\dot{m}_r$ : Caudal másico de refrigerante en kg/s.

$h_i$ : Entalpía en cada uno de los puntos en kJ/kg.

Para conocer los valores de entalpía es necesario conocer las temperaturas a las que se encuentran el evaporador y condensador. Conociendo las temperaturas de ambos focos, es decir la temperatura del interior de la caja frigorífica y la temperatura del ambiente exterior, se puede hacer una estimación de la temperatura de los intercambiadores basándonos en el fluido utilizado para la transferencia de calor. Este procedimiento es necesario debido a que se necesita que las superficies de los intercambiadores tengan una diferencia de temperatura suficiente para que el intercambio de temperatura sea el esperado:

- Aire:  $\pm 15^\circ\text{C}$
- Agua:  $\pm 5^\circ\text{C}$

Normalmente el fluido utilizado para la transferencia de calor de los intercambiadores al ambiente es el propio aire ambiente por lo que mediante esta suposición para este caso habrá que sumar 15 grados a la temperatura exterior para obtener la temperatura del condensador y habrá que restar 15 grados a la temperatura del interior para conocer la temperatura del evaporador.

$$T_E = T_{int} - 15^\circ\text{C} \quad ; \quad T_C = T_{ext} + 15^\circ\text{C}$$

Utilizando estas temperaturas, la presión del fluido en el condensador y suponiendo que el fluido se encuentra en estado de líquido saturado a la salida del condensador y como gas saturado a la salida del evaporador se puede dibujar el ciclo en un diagrama presión-entalpía o P-h como el que se muestra a continuación para el refrigerante R-404A a modo de ejemplo:

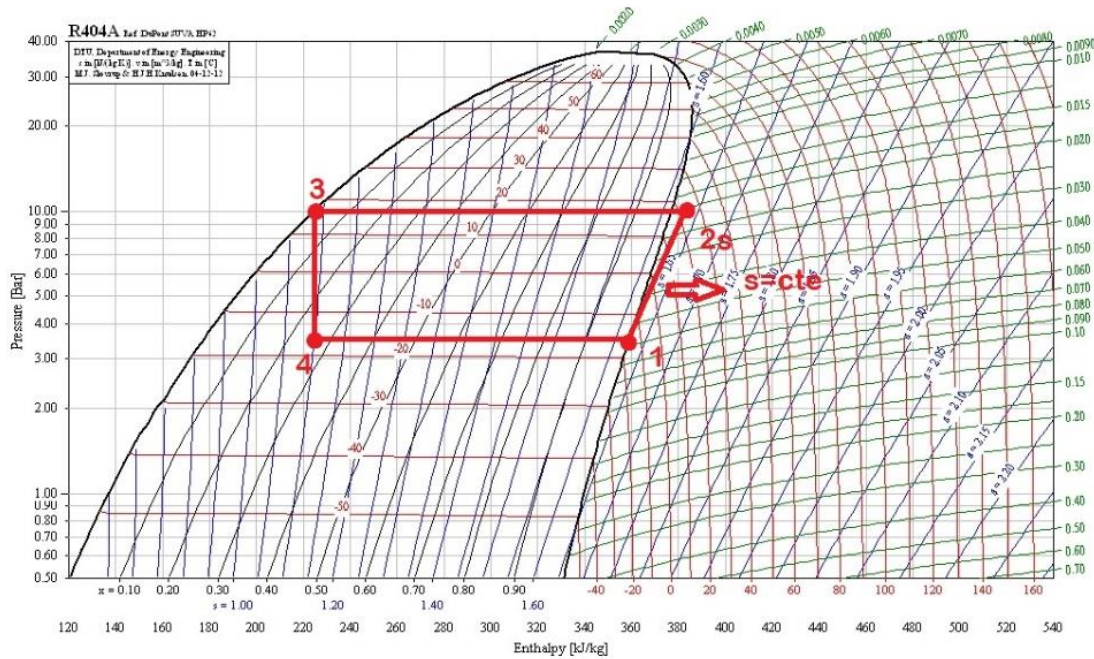


Figura 4. 4: Diagrama P-h del ciclo de refrigeración ideal

El ciclo de la figura anterior corresponde a un ciclo de refrigeración con un compresor ideal, es por esto que al punto 2 se le denomina “2s”. En este caso se utilizará el rendimiento del compresor para conocer el lugar del diagrama en el que se encuentra el punto 2 realmente sabiendo que el rendimiento del compresor es el cociente entre la diferencia de entalpías en el caso ideal y la diferencia de entalpías en el caso real:

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_r(h_{2s}-h_1)}{\dot{m}_r(h_2-h_1)} = \frac{(h_{2s}-h_1)}{(h_2-h_1)} \rightarrow h_2 = \frac{(h_{2s}-h_1)}{\eta_c} + h_1 \quad (4.5)$$

De esta forma el ciclo de refrigeración real del ejemplo anterior queda de la forma:

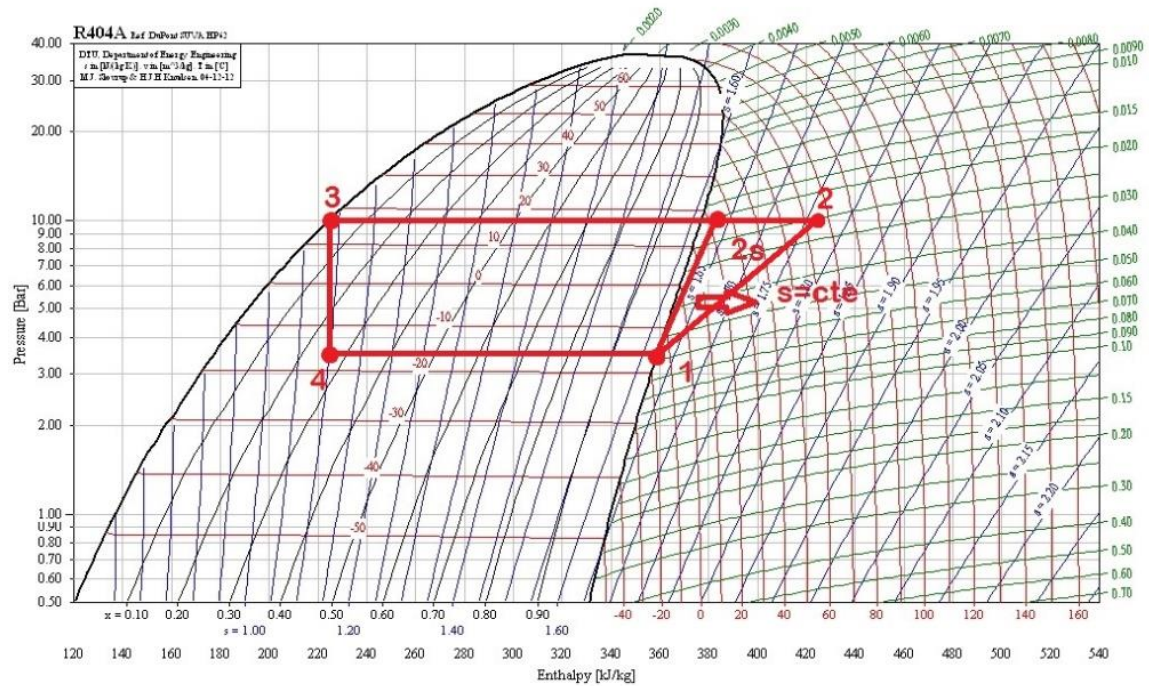


Figura 4. 5: Diagrama P-h del ciclo de refrigeración real

Para este caso se escogerá el caso más desfavorable de la matriz de resultados anteriores para poder definir el ciclo de refrigeración y así dimensionar el sistema de refrigeración. Este resultado se obtiene con una temperatura interior de  $-20^{\circ}\text{C}$  y exterior de  $29^{\circ}\text{C}$ . Con estos datos podemos hallar las temperaturas del condensador y del evaporador:

$$T_E = T_{int} - 15^{\circ}\text{C} = -35^{\circ}\text{C}$$

$$T_C = T_{ext} + 15^{\circ}\text{C} = 44^{\circ}\text{C}$$

Con estos datos se pueden trazar los tramos 3-4 y 4-1 del ciclo, además de conocer las presiones de entrada y salida del compresor:



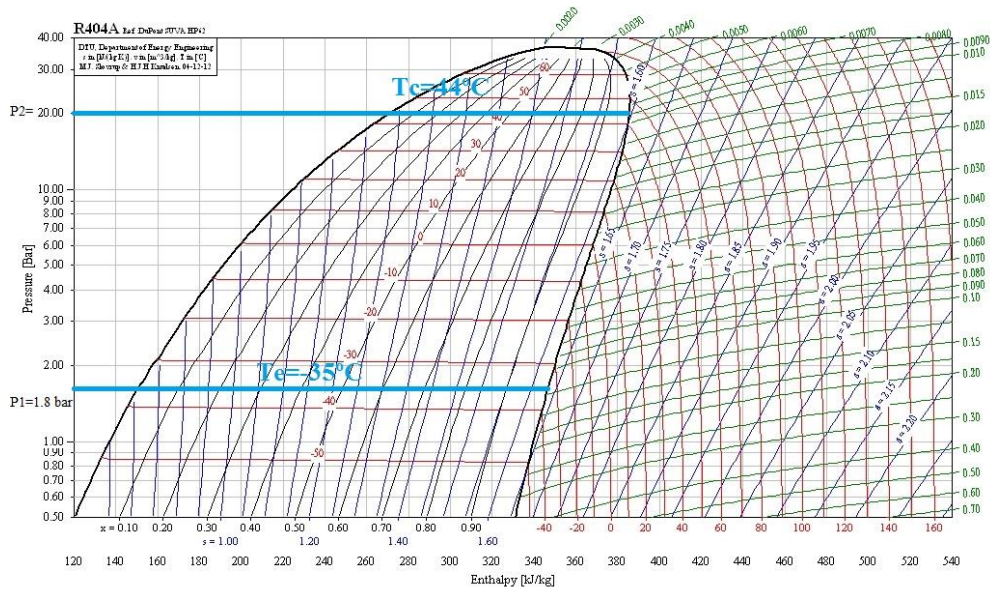


Figura 4. 6: Temperaturas de trabajo del ciclo de refrigeración

Como muestra la imagen anterior, las presiones de entrada y salida del compresor son 1.8 bar y 20 bares. Además de las presiones, conociendo la potencia de refrigeración necesaria y suponiendo que la válvula de expansión trabaja a entalpía constante se puede deducir el caudal másico de refrigerante obteniendo gráficamente el valor de la entalpía para los puntos 4 y 1 y haciendo uso de la expresión del calor absorbido por el evaporador:

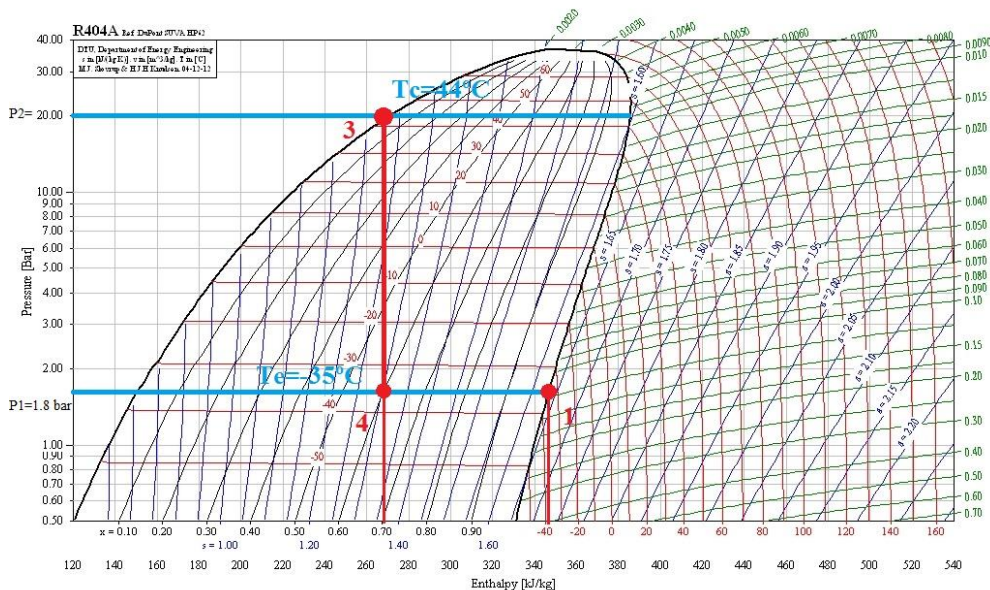


Figura 4. 7: Tramos 3-4 y 4-1 del ciclo de refrigeración

$$h_1 = 347 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_2 = 261 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$2 \text{ kW} = \dot{m}_r \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (347 - 261) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \rightarrow \dot{m}_r = \frac{2 \text{ kW}}{(347 - 261) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\dot{m}_r = 0.02325 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 23.26 \frac{\text{g}}{\text{s}}$$

Una vez conocido el caudal másico que circula por el sistema de refrigeración se puede calcular la potencia del compresor y el calor cedido al ambiente haciendo uso del diagrama P-h. En primer lugar se debe conocer el punto que ocupa en el diagrama el fluido salido de compresor para poder utilizar las ecuaciones que determinan ambas potencias. Para ello se supondrá el compresor ideal, es decir, se supondrá que el compresor desarrolla su función sin alterar la entropía del fluido. Se traza una línea en el diagrama desde el punto 1 paralela a las líneas de entropía constante para hallar el punto 2s el cual será el punto de corte de dicha línea con la línea horizontal de presión igual a 10 bares:

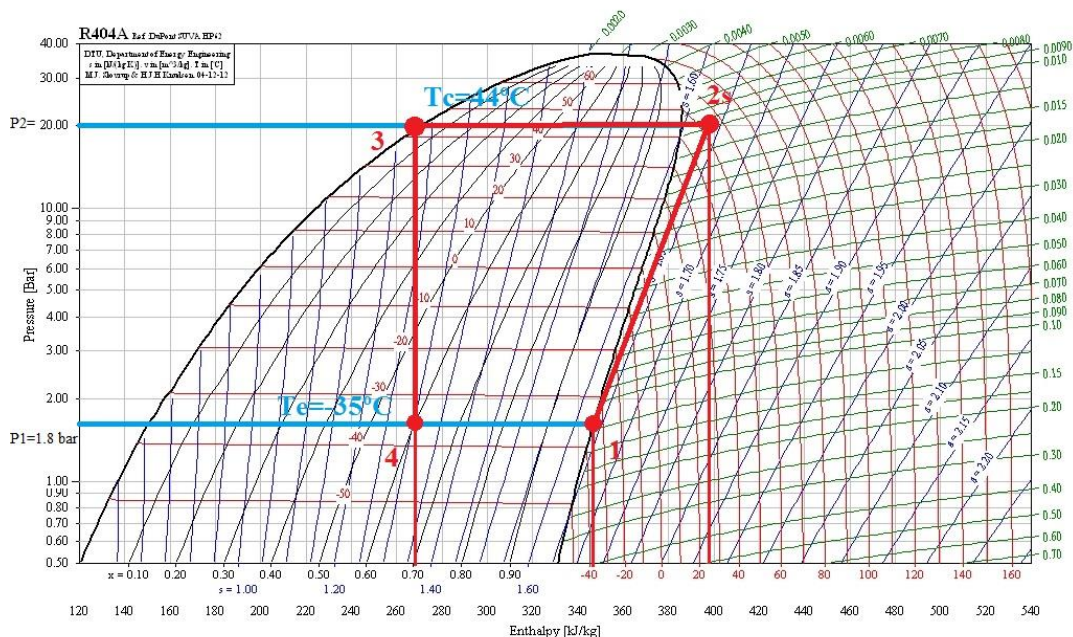


Figura 4. 8: Ciclo de refrigeración ideal del camión

Como se puede observar el punto 2s tiene una entalpía de  $h_{2s} = 395 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ , suponiendo un rendimiento del compresor de  $\eta_c = 0.8$ :

$$\eta_c = 0.8 = \frac{\dot{m}_r(h_{2s} - h_1)}{\dot{m}_r(h_2 - h_1)} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \rightarrow h_2 = \frac{(h_{2s} - h_1)}{0.8} + h_1$$

$$h_2 = \frac{(395 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 347 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})}{0.8} + 347 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 407 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Una vez conocido el punto 2 se puede dibujar el ciclo en el diagrama y calcular la potencia empleada en el compresor:

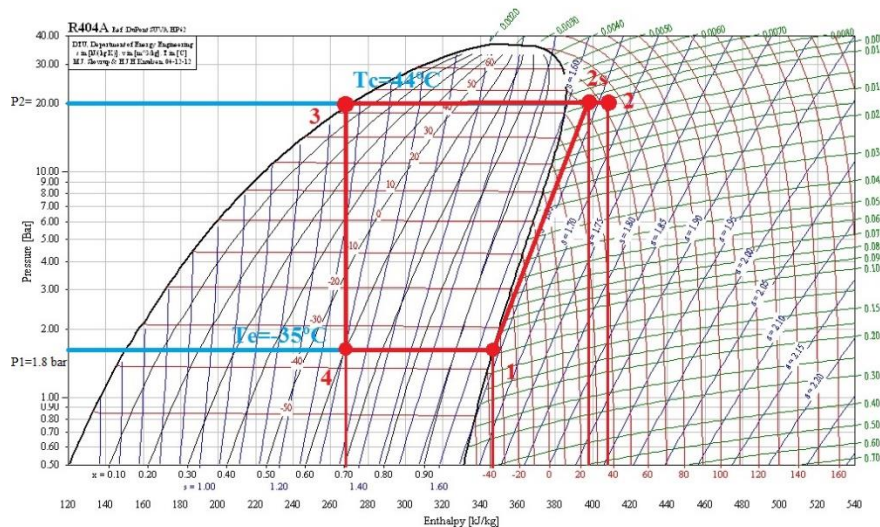


Figura 4. 9: Ciclo de refrigeración real del camión

- Potencia térmica cedida al ambiente en el condensador:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3) = 0.02326 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \left( 407 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 261 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 3.4 \text{ kW}$$

- Potencia mecánica empleada en el compresor:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) = 0.02326 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \left( 407 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 347 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 1.3956 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_C = 1.3656 \text{ kW}$$

Esta es la potencia consumida por el compresor del ciclo. Esta potencia se obtiene normalmente de unas baterías eléctricas encargadas de que el ciclo de refrigeración mantenga siempre la carga a la temperatura ideal aportándole potencia aunque el motor térmico del camión no esté en funcionamiento. Estas baterías ponen en funcionamiento un motor eléctrico que hace girar el compresor. Se puede asumir que el rendimiento del motor eléctrico es del 95% ( $\eta_{me} = 0.95$ , por lo que la potencia real que se debe aportar para que pueda funcionar el ciclo de refrigeración de forma correcta es:

$$\dot{W}_e = \frac{\dot{W}_C}{\eta_{me}} = \frac{1.3656 \text{ kW}}{0.95} = 1.4375 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_e = 1.469 \text{ kW}$$

Para poder aportar esta potencia estas baterías pueden cargarse de distintas formas: puede obtener la energía cargándose directamente desde la red eléctrica convencional, mediante un pequeño transformador eléctrico conectado al motor térmico del camión o mediante la energía captada mediante células fotovoltaicas colocadas en la parte superior de la caja del camión. En este estudio se comparará el uso de células fotovoltaicas con respecto a los otros dos posibles sistemas de obtención de potencia eléctrica.



## 5. Estudio del sistema fotovoltaico

Gracias a las células fotovoltaicas se puede convertir la radiación solar en electricidad. Aunque el rendimiento de las células fotovoltaicas es bastante pequeño en comparación con otros sistemas de obtención de energía renovable, la radiación que llega a toda la superficie de la tierra desde el espacio hace que sea una tecnología bastante utilizada hoy en día para alimentar energéticamente sistemas aislados y como generador energético para la red eléctrica convencional.

Las células fotovoltaicas están compuestas por dos placas de silicio, una de tipo P y otra de tipo N. Al incidir la radiación solar en dichas placas los fotones de luz que componen dicha radiación chocan contra el material y hacen que los electrones de los átomos de silicio alcancen suficiente energía como para desligarse de los átomos produciéndose una diferencia de potencial a lo largo de la placa que hace que estos se desplacen creando así una corriente en la placa. Las células fotovoltaicas forman así un circuito que puede representarse esquemáticamente de la siguiente forma:

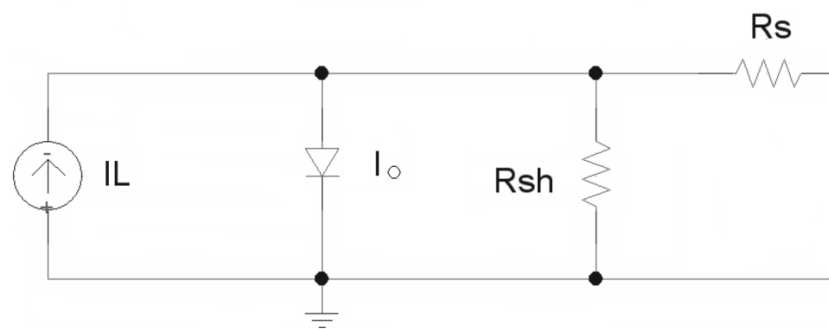


Figura 5. 1: Esquema de circuito de célula fotovoltaica

Donde:

$I_L$ : Corriente fotogenerada o de iluminación, corriente generada por el movimiento de los electrones.

$I_0$ : Corriente de oscuridad, corriente que generan los electrones en la oscuridad al ocupar los átomos a los que le falta un electrón.

$R_s$ : Resistencia serie, Resistencia de los contactos y de las zonas de la placa en las que no existe diferencia de potencial.

$R_{sh}$ : Resistencia paralelo o shunt, resistencia debido a las pérdidas que se producen por las imperfecciones del material.

La ecuación que determina la corriente de la célula es la siguiente:

$$I = I_L - I_0 \cdot \left( \exp \left( \frac{V + I \cdot R_s}{m \cdot V_t} \right) - 1 \right) \quad (5.1)$$

$$V_t = \frac{k \cdot T_c}{e}$$



Donde:

$V_t$ : tensión térmica.

$k$ : Constante de Boltzmann.

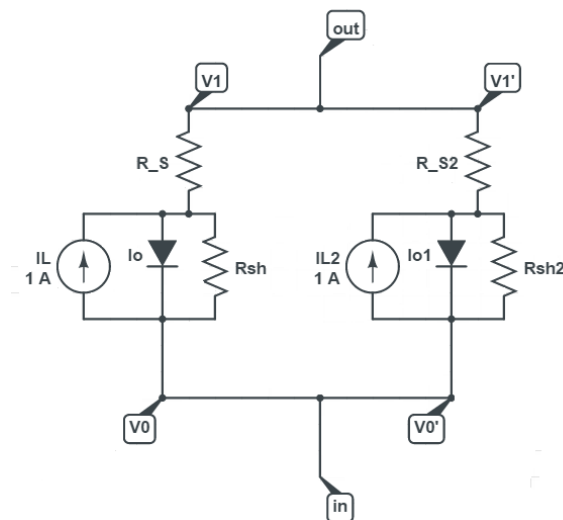
$T_c$ : Temperatura de la célula en kelvins.

$e$ : Carga del electrón.

$m$ : Factor de idealidad de la célula.

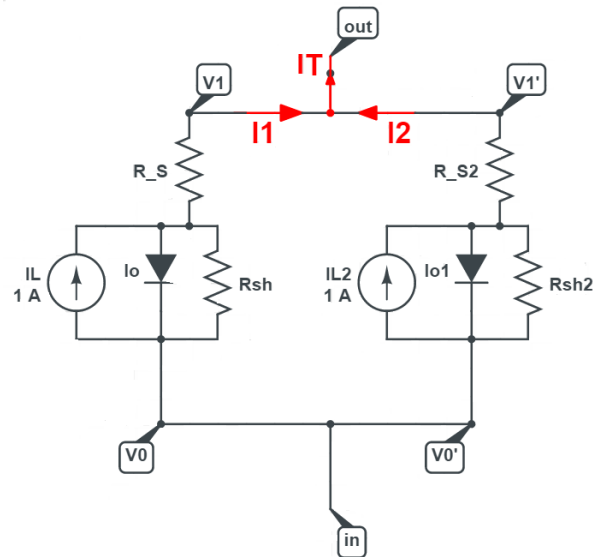
La fabricación de un panel solar consiste en la conexión de varias células fotovoltaicas de forma que se amplíe el área del panel aumentando la potencia entregada por el mismo. Al tratarse de un circuito eléctrico convencional la conexión entre ambas células puede realizarse en serie o en paralelo.

Al conectar varias células en paralelo la tensión del circuito se mantiene constante ya que la entrada al circuito y la salida de este pueden simplificarse en un punto, el cual solo puede tener un valor de tensión.



**Figura 5. 2:** Esquema conexión de células fotovoltaicas en paralelo

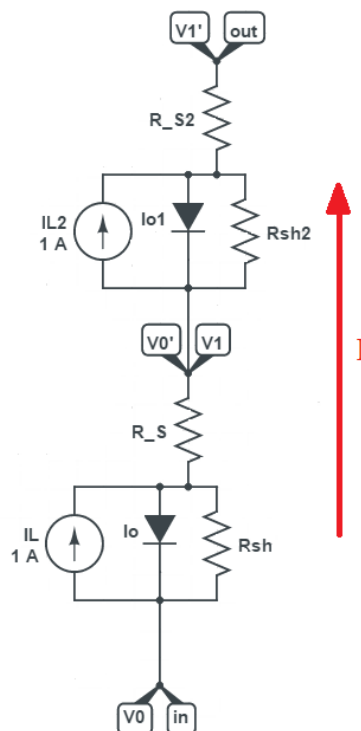
Como se aprecia en la figura las tensiones  $V1$  y  $V1'$  son idénticas al igual que las tensiones  $V0$  y  $V0'$  por lo que los valores de tensión en ambas ramas deben ser también iguales. Sin embargo en cuanto a la corriente, al llegar al punto de salida "out" ambas ramas convergen en un único punto por lo que la corriente en el punto de salida debe ser igual a la suma de ambas corrientes como muestra la siguiente figura.



**Figura 5. 3:** Esquema conexión de células fotovoltaicas en paralelo con corrientes

$$IT = I1 + I2$$

Al conectar las células en serie el efecto creado es el contrario. En este caso la tensión del circuito resulta de la suma de ambas tensiones en separado de las células mientras que la corriente que circula por ellas es la misma. Esto puede observarse en la siguiente imagen:



**Figura 5. 4:** Esquema conexión de células fotovoltaicas en serie

Como indica la figura la intensidad de ambas células es la misma y tendrá un valor global  $I$ . En cuanto a la tensión el valor de tensión  $V1' - V0$  será igual a la suma de los valores de tensión de ambas células

$$V1' - V0 = (V1' - V1) + (V1 - V0) \quad (5.2)$$

La construcción de un panel completo consiste en la unión de varias células fotovoltaicas por ambos mecanismos hasta conseguir unos valores resultantes de intensidad y tensión adecuados para su uso. De esta forma al conectar las células se obtienen unos valores suficientemente grandes de tensión y corriente obteniéndose en definitiva valores aprovechables de potencia eléctrica  $P$ .

$$P = I \cdot V \quad (5.3)$$

Para poder caracterizar la célula fotovoltaica y así conocer los valores de tensión y de corriente que esta aporta en su funcionamiento es necesario conocer además una serie de parámetros que se obtienen al estudiar las conexiones de la célula:

- Corriente de cortocircuito ( $I_{SC}$ ):

Es la corriente que se obtiene al unir los bornes de la célula haciendo que la tensión en ellos sea nula. Esta corriente es la máxima que puede aportar la célula y se obtiene eliminando la tensión en la formula anterior:

$$I_{SC} = I - I_0 \cdot \left( \exp \left( \frac{I \cdot R_S}{m \cdot V_t} \right) - 1 \right) \quad (5.4)$$

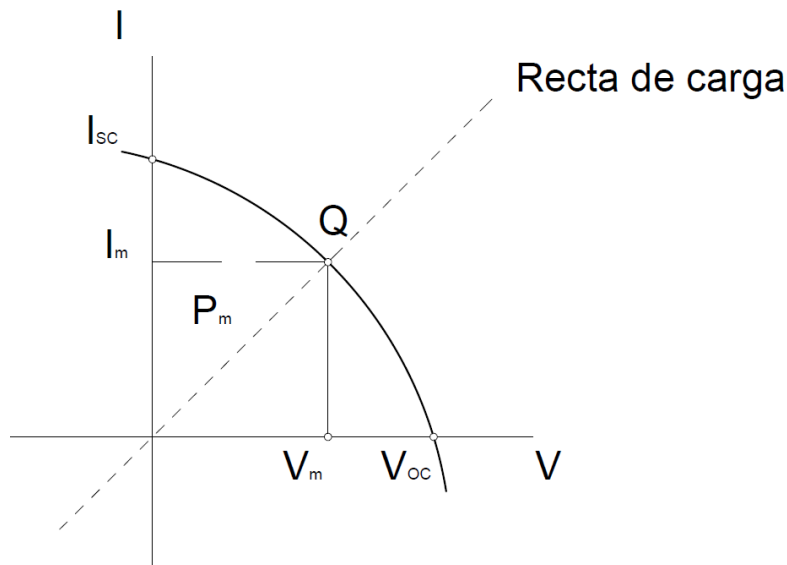
- Tensión de circuito abierto ( $V_{oc}$ ):

Es la tensión en bornes de la célula cuando están desconectados. Esta es la máxima tensión posible que puede aportar la célula. Esta tensión se obtiene al igualar la corriente a cero en la ecuación anterior:

$$0 = I_L - I_0 \cdot \left( \exp \left( \frac{V + 0 \cdot R_S}{m \cdot V_t} \right) - 1 \right) \quad (5.5)$$

$$V_{oc} = m \cdot V_t \cdot \ln \left( \frac{I_L}{I_0} \right)$$

Con estos dos parámetros se puede realizar la representación gráfica de la salida de la célula fotovoltaica en la que aparece representada la potencia máxima  $P_m$  que es capaz de entregar la célula:



**Figura 5. 5:** Gráfico de funcionamiento de una célula fotovoltaica

La tensión y corriente en el punto de máxima potencia vienen representadas en la gráfica anterior mediante la denominación  $V_m$  y  $I_m$ . La ecuación que determina la potencia máxima entregada por la célula es la siguiente:

$$P_m = I_m \cdot V_m = V_m \cdot \left( I_{sc} - I_o \cdot \left( \exp \left( \frac{V_m - I_m \cdot R_s}{V_t} \right) - 1 \right) \right) \quad (5.6)$$

- Rendimiento de la célula ( $\eta$ ):

Es el cociente entre la potencia máxima que puede aportar la célula fotovoltaica y la cantidad de energía solar que le llega a la célula, o lo que es lo mismo, es el cociente entre la potencia máxima y la radiación incidente sobre la placa multiplicada por el área de esta:

$$\eta = \frac{P_m}{I \cdot A_{célula}} = \frac{V_m \cdot I_m}{I \cdot A_{célula}} \quad (5.7)$$

De esta expresión se puede deducir que el rendimiento de la célula es mayor cuanto mayor sea la potencia máxima entregada por dicha célula a igual radiación y área efectiva. Estos dos últimos parámetros se suponen invariables mediante el ajuste del diseño del panel por lo que solo se pueden mejorar la potencia máxima entregada. Este es un parámetro intrínseco a la estructura de la célula. En este estudio se tomarán los valores de datos estructurales de la célula la cual determinan su funcionamiento y rendimiento energético de valores típicos de células existentes en la actualidad.

## 5.1 Selección del panel fotovoltaico

Para poder seguir avanzando en el dimensionado del sistema de recepción solar es necesario conocer los parámetros que caracterizan el funcionamiento del panel fotovoltaico. La opción más recomendable es comparar los parámetros básicos dados por los fabricantes de

varios modelos de paneles solares para elegir el que reúna las características más ventajosas para esta aplicación.

En este caso se han comparado varios modelos del fabricante de paneles solares fotovoltaicos EXIOM SOLUTION. Dicho fabricante desarrolla paneles monocristalinos (formados por un solo cristal solidificado de silicio) y policristalinos (formados por varios cristales de silicio) los cuales son los dos tipos más comunes de paneles solares desarrollados hoy en día. La principal diferencia entre estos dos paneles es que en el caso de los monocristalinos la potencia entregada por unidad de área es mayor que en el caso de los cristales policristalinos (como se verá más adelante), además los métodos de fabricación son más difíciles y costosos por lo que el precio del cristal monocristalino es ligeramente mayor.

Se ha realizado la comparativa entre cuatro modelos monocristalinos y cuatro modelos policristalinos. Los resultados se muestran a continuación en dos tablas que separan ambos tipos de paneles desglosando sus características dimensionales y operativas de forma que se puedan comparar de manera sencilla sin necesidad de observar su estructura interna u otros parámetros intrínsecos de los paneles.

| <b>Monocristalino</b>             | <b>EX-210</b> | <b>EX-265</b> | <b>EX-280</b> | <b>EX315</b> |
|-----------------------------------|---------------|---------------|---------------|--------------|
| <b>Largo (m)</b>                  | 1,58          | 1,655         | 1,58          | 1,986        |
| <b>Ancho (m)</b>                  | 0,808         | 0,922         | 1,069         | 0,992        |
| <b>Área (m<sup>2</sup>)</b>       | 1,27664       | 1,52591       | 1,68902       | 1,970112     |
| <b>Potencia (W/panel)</b>         | 210           | 265           | 280           | 315          |
| <b>Rendimiento (%)</b>            | 16,4          | 16,1          | 16,6          | 16,2         |
| <b>Peso (kg)</b>                  | 15,5          | 20            | 20,5          | 24           |
| <b>Pot/área (W/m<sup>2</sup>)</b> | 164,494298    | 173,666861    | 165,776604    | 159,889387   |
| <b>Potencia área ajustada (W)</b> | 3096,60515    | 3269,27866    | 3120,74457    | 3009,91771   |
| <b>Número de paneles posibles</b> | 8             | 8             | 8             | 6            |
| <b>Potencia exacta (W)</b>        | 1680          | 2120          | 2240          | 1890         |

*Tabla 5. 1: Parámetros de paneles monocristalinos*

| <b>Policristalino</b>             | <b>EX-200</b> | <b>EX-225</b> | <b>EX-275</b> | <b>EX-305</b> |
|-----------------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| <b>Largo (m)</b>                  | 1,324         | 1,482         | 1,655         | 1,956         |
| <b>Ancho (m)</b>                  | 0,992         | 0,992         | 0,992         | 0,992         |
| <b>Área (m<sup>2</sup>)</b>       | 1,313408      | 1,470144      | 1,64176       | 1,940352      |
| <b>Potencia (W/panel)</b>         | 200           | 225           | 275           | 305           |
| <b>Rendimiento (%)</b>            | 15,2          | 15,3          | 16,8          | 16,7          |
| <b>Peso (kg)</b>                  | 15            | 17            | 20            | 24            |
| <b>Pot/área (W/m<sup>2</sup>)</b> | 152,275607    | 153,046232    | 167,503167    | 157,187974    |
| <b>Potencia área ajustada (W)</b> | 2866,5883     | 2881,09532    | 3153,24713    | 2959,06361    |
| <b>Número de paneles posibles</b> | 10            | 10            | 8             | 6             |
| <b>Potencia exacta (W)</b>        | 2000          | 2250          | 2200          | 1830          |

*Tabla 5. 2: Parámetros de paneles policristalinos*

La potencia por unidad de área es el resultado de la división de la potencia máxima entregada por el panel según el fabricante y el área del panel. El parámetro “Potencia área ajustada” hace referencia a la potencia total que resulta de multiplicar la potencia por unidad de área por el área útil del camión, en este caso:

$$A_c = L \cdot W = 18.825 \text{ m}^2$$

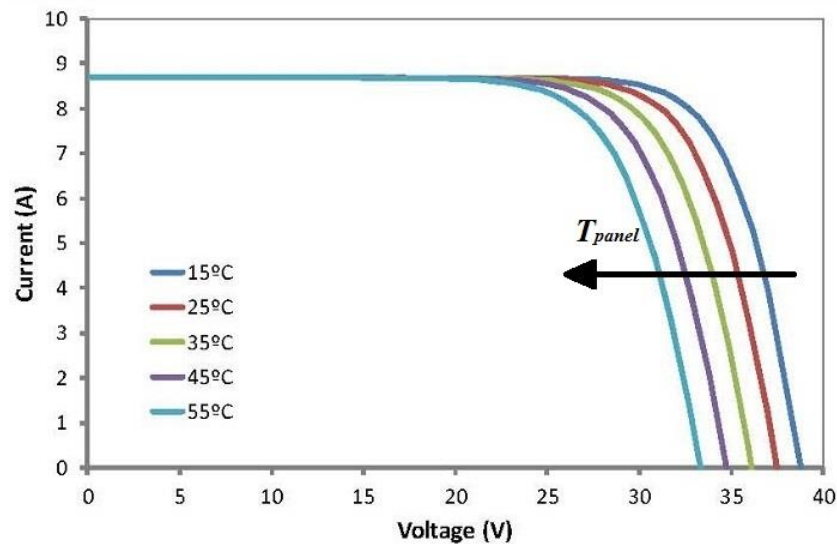
Este parámetro nos da el valor de potencia máximo que se puede obtener si se coloca un panel de igual estructura y comportamiento al referido pero teniendo las dimensiones de la cubierta del camión. Debido a que este proyecto intenta estudiar la rentabilidad del empleo de la captación fotovoltaica en el transporte refrigerado no tiene sentido restringir únicamente el uso de paneles ya existentes dedicados al mercado doméstico. De esta forma mediante este razonamiento se puede suponer la fabricación de un panel con las características unitarias operativas de modelos existentes pero con unas dimensiones que permitan el total aprovechamiento de la radiación incidente en el camión, es decir, se puede suponer la fabricación de un panel especial a medida con las dimensiones del camión y características operativas similares a los existentes.

Observando ambas tablas se puede concluir que el panel que cuenta con las mejores propiedades para la aplicación en cuestión es el panel monocristalino **EX-265** al contar con la mayor potencia máxima entregada por área siendo esta  $\frac{W}{A} = 173.667 \text{ W/m}^2$  y el máximo valor de potencia desarrollable ajustado al área de la cubierta del camión será  $W_{m\acute{a}x} = 3269,27 \text{ W}$ . Pero esta potencia es la máxima entregable por el panel con un valor máximo de radiación y unas condiciones externas de temperatura favorables. Pero esto no siempre ocurre por lo que hay que caracterizar los parámetros de funcionamiento del panel para poder tener una estimación lo suficientemente precisa de su funcionamiento bajo cualquier situación.

Para conocer el funcionamiento del panel en cualquier situación de radiación y temperatura de este es necesario conocer y estudiar varios parámetros otorgados por el fabricante incluidas las curvas de funcionamiento de este. Este tipo de curvas describen el funcionamiento de los paneles solares. La distribución de dichas curvas varía según la cantidad de radiación que incide en el panel y de la temperatura de este de la siguiente manera:

- Efecto de la temperatura sobre el panel:

La temperatura del panel afecta a su funcionamiento haciendo que los electrones encuentren más difícil la excitación necesaria para conseguir desvincularse del átomo de silicio. De esta forma al aumentar la temperatura de la célula la tensión que es capaz de desarrollar disminuye y con ella la máxima potencia desarrollable. Esto puede observarse en la siguiente gráfica:

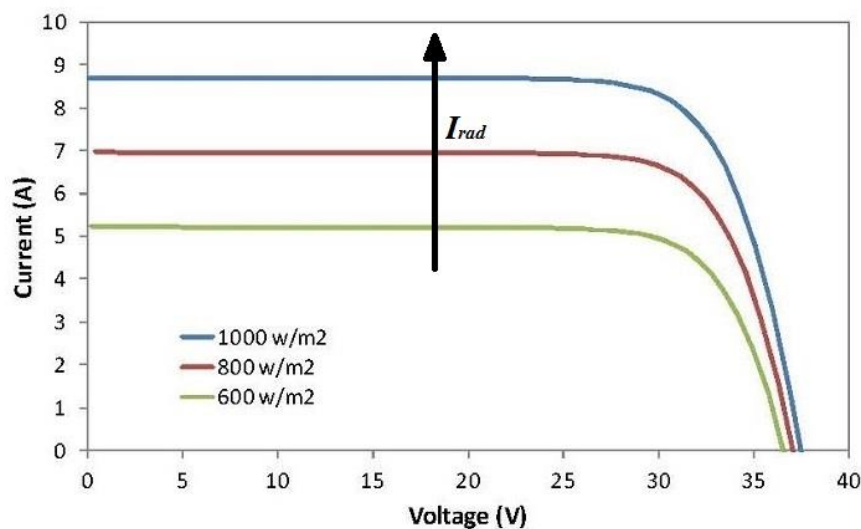


**Tabla 5. 3:** Efecto de la temperatura del panel en el gráfico I-V

Se puede concluir que es beneficioso para aumentar la potencia transmitida por el panel mantenerlo a una temperatura baja para poder así contar con una tensión superior y en definitiva con una potencia eléctrica mayor. Es por esto que puede ser beneficioso el hecho de que el panel se encuentre en movimiento ya que al incidir el aire en él podría enfriarse mediante la propia convección forzada provocada por el movimiento del camión.

- Efecto de la radiación sobre el panel:

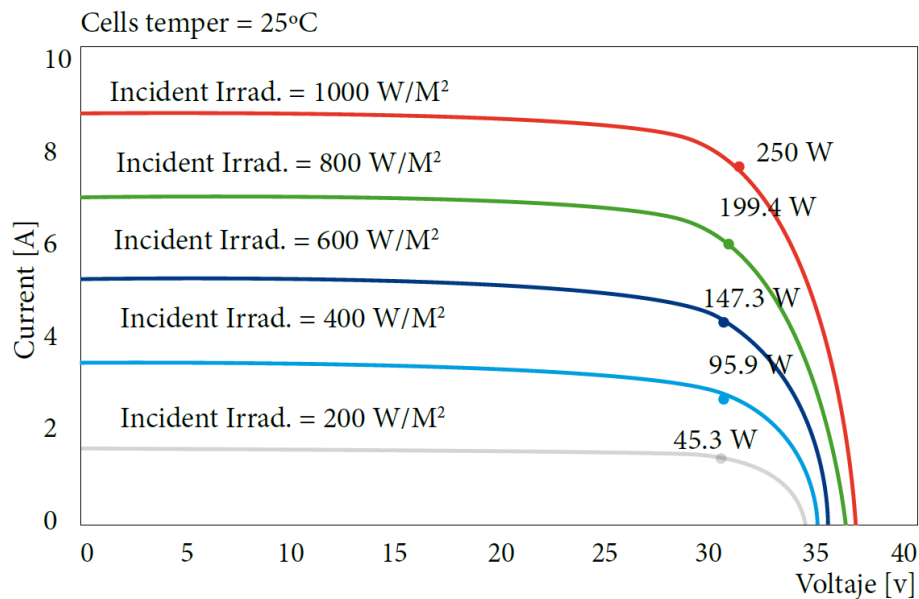
Por otro lado es inmediato deducir que según aumenta la radiación incidente en el panel la intensidad generada por este es mayor. Al incidir una mayor radiación en los electrones estos se desprenden de los átomos con más facilidad.



**Tabla 5. 4:** Efecto de la radiación sobre el panel en el gráfico I-V

Por lo tanto cuanto mayor radiación incida sobre el panel mayor será el valor de la corriente generada por este y mayor la potencia generada. Esto puede ser beneficioso para el uso del panel en la ruta descrita ya que el camión pasa por las zonas del país con los valores de irradiación solar más altos.

De la hoja de características del fabricante para el modelo EX – 265 puede extraerse el siguiente gráfico con las curvas de funcionamiento:



*Tabla 5. 5: Curva de funcionamiento del panel fotovoltaico*

Esta gráfica dada por el fabricante es de gran utilidad a la hora de estimar la potencia que otorgará el panel en función de la radiación incidente en él. Este valor estimado puede obtenerse mediante la interpolación cuando se trate de valores intermedios entre dos curvas.

$$\frac{I_1 - I}{P_1 - P_x} = \frac{I - I_2}{P_x - P_2} \quad (5.8)$$

Donde los valores  $I_1$ ,  $I_2$ ,  $P_1$  y  $P_2$  son los valores de irradiación incidentes y potencia máxima de las curvas superior e inferior respectivamente que acotan el valor de irradiación con el cual se cuenta y los valores  $I$  y  $P_x$  el valor de irradiación que incide en el panel y la potencia a estimar que desarrolla.

Para los valores que se encuentren por encima de la última curva y por debajo de la primera puede obtenerse la potencia del panel mediante una regla de tres siendo el máximo valor alcanzable 265W para los casos en los que se sobrepase la curva de 1000w/m².

Para la corrección en temperatura de los valores de potencia entregados por la placa se utilizará el coeficiente de temperatura para la potencia el cual se puede extraer de la hoja de características del fabricante y su valor es:

*Coeficiente de temperatura para la potencia:*  $-0.445\%/^{\circ}\text{C}$

Este coeficiente indica que por cada grado de temperatura por encima de 25°C se reduce la potencia en un 0.445%. Esta reducción se debe aplicar al valor estimado mediante el uso de las curvas características del panel. De esta forma se puede obtener un valor bastante fiable de la potencia entregada por el panel solar sabiendo la radiación solar incidente en él y la temperatura del panel. El primer dato se puede extraer de los datos de radiación utilizados anteriormente.



## 6. Cálculo de cargas térmicas con el panel fotovoltaico

En cuanto a la temperatura del panel esta se puede calcular haciendo uso de las ecuaciones descritas en el capítulo “Cargas térmicas del sistema”. El problema a resolver es idéntico al descrito en el apartado de cálculo de cargas térmicas en el caso en movimiento con radiación. La radiación solar provoca que el panel se caliente obteniendo una temperatura que se supondrá superior a la del ambiente. De esta forma se supone a su vez que tanto el efecto de convección del aire en movimiento a través del panel y la conducción provocarán que la temperatura del panel baje consiguiendo así que el sistema entre en equilibrio. Una vez el sistema esté en equilibrio este se logrará debido a que el calor que se transfiere al interior del camión es igual a la suma de la radiación solar y de la radiación absorbida de los alrededores menos el efecto de la convección y de la radiación cedida a los alrededores.

$$Q_{cond} = Q_{rad\_cubierta} - Q_{conv} + Q_{rad\_absorbida} - Q_{rad\_emitida} \quad (6.1)$$

Hay que añadir a estas ecuaciones el efecto de transmisión que ejerce el cristal protector del panel de captación solar ya que este deja pasar prácticamente la totalidad de la radiación solar por lo que la radiación no aumenta la temperatura de la superficie del panel o al menos no lo hace directamente, si no que aumenta la temperatura de la placa de silicio. Por lo tanto hay que centrar el problema en este punto, el cual absorbe el flujo de calor debido a la radiación solar y cede calor por conducción tanto al interior del camión como al exterior.

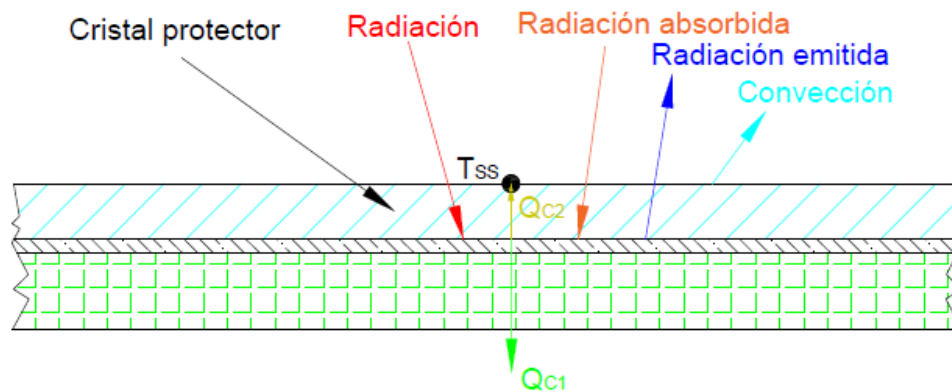


Figura 6. 1: Flujos de calor a través del panel fotovoltaico

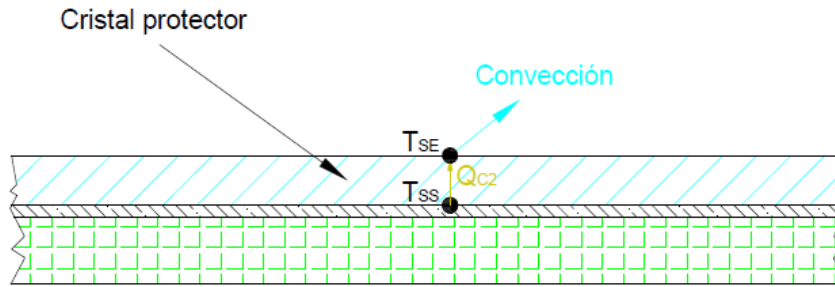
De esta forma se pueden identificar los calores de conducción  $Q_{C1}$  y  $Q_{C2}$  los cuales se ceden al interior y exterior del camión respectivamente. De este modo se puede obtener la siguiente ecuación suponiendo el equilibrio en la superficie de la lámina de silicio:

$$Q_{C1} = Q_{rad\_cubierta} + Q_{rad\_absorbida} - Q_{rad\_emitida} - Q_{C2} \quad (5.2)$$

Desarrollando la ecuación:

$$U_{C1} \cdot A_c \cdot (T_{SS} - T_{int}) = \alpha'_{sil} \cdot A_c \cdot I + \alpha'_{sil} \cdot \sigma \cdot A_c \cdot T_{alr}^4 - \varepsilon_{al} \cdot \sigma \cdot A_c \cdot T_{SS}^4 - U_{C2} \cdot A_c \cdot (T_{SS} - T_{SE}) \quad (6.3)$$

Siendo  $T_{SS}$  la temperatura de la superficie de la lámina de silicio y  $T_{SE}$  la temperatura de la superficie exterior del panel, es decir la temperatura de la superficie del cristal y siendo  $U_{C1}$  el coeficiente de transferencia de calor hacia el interior del camión (el cual engloba conducción y convección interna) y  $U_{C2}$  el coeficiente de conducción hacia el exterior del camión. Como se puede observar es necesario conocer la temperatura de la superficie del cristal para determina la temperatura de la superficie de la lámina de silicio. Esta se puede hallar suponiendo el equilibrio en un punto de la superficie del cristal. De esta forma el calor que proviene del mecanismo de conducción a través del propio del cristal es igual al que se cede al ambiente por el mecanismo de convección forzada.



**Figura 6. 2:** Flujo de calor por convección a través del panel fotovoltaico

$$Q_{C2} = Q_{convección}$$

$$U_{C2} \cdot A_c \cdot (T_{SS} - T_{SE}) = h_{ext} \cdot A_c \cdot (T_{SE} - T_{ext}) \quad (6.4)$$

Se cuenta así con un sistema de ecuaciones formado por dos ecuaciones y dos incógnitas por lo que este sistema tiene solución y puede hallarse fácilmente. Despejando el término  $T_{SE}$  mediante el siguiente procedimiento se obtiene:

$$\begin{aligned} U_{C2} \cdot T_{SS} - U_{C2} \cdot T_{SE} &= h_{ext} \cdot T_{SE} - h_{ext} \cdot T_{ext} \rightarrow \\ \rightarrow h_{ext} \cdot T_{SE} + U_{C2} \cdot T_{SE} &= h_{ext} \cdot T_{ext} + U_{C2} \cdot T_{SS} \rightarrow \\ \rightarrow T_{SE} \cdot (h_{ext} + U_{C2}) &= h_{ext} \cdot T_{ext} + U_{C2} \cdot T_{SS} \rightarrow \\ \rightarrow T_{SE} &= \frac{h_{ext} \cdot T_{ext} + U_{C2} \cdot T_{SS}}{(h_{ext} + U_{C2})} \end{aligned} \quad (6.5)$$

Sustituyendo este valor en la primera ecuación se obtiene:

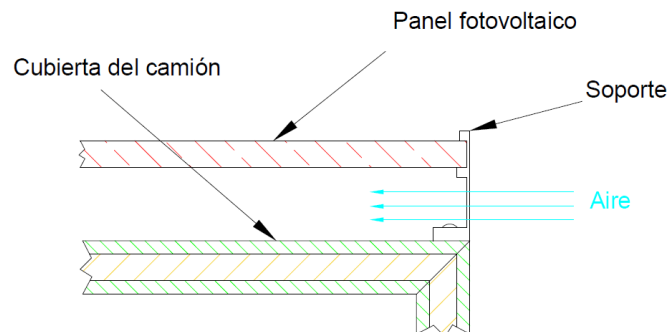
$$\begin{aligned} U_{C1} \cdot A_c \cdot (T_{SS} - T_{int}) &= \alpha'_{sil} \cdot A_c \cdot I + \alpha'_{sil} \cdot \sigma \cdot A_c \cdot T_{alr}^4 - \varepsilon_{sil} \cdot \sigma \cdot A_c \cdot T_{SS}^4 - U_{C2} \cdot A_c \cdot (T_{SS} - T_{SE}) \\ U_{C1} \cdot (T_{SS} - T_{int}) &= \alpha'_{sil} \cdot I + \alpha'_{sil} \cdot \sigma \cdot T_{alr}^4 - \varepsilon_{sil} \cdot \sigma \cdot T_{SS}^4 - U_{C2} \cdot \left( T_{SS} - \frac{h_{ext} \cdot T_{ext} + U_{C2} \cdot T_{SS}}{(h_{ext} + U_{C2})} \right) \rightarrow \\ U_{C1} \cdot (T_{SS} - T_{int}) &= \alpha'_{sil} \cdot I + \alpha'_{sil} \cdot \sigma \cdot T_{alr}^4 - \varepsilon_{sil} \cdot \sigma \cdot T_{SS}^4 - \frac{U_{C2}}{(h_{ext} + U_{C2})} \cdot (T_{SS} \cdot h_{ext} + T_{SS} \cdot U_{C2} \\ &\quad - h_{ext} \cdot T_{ext} - U_{C2} \cdot T_{SS}) \rightarrow \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 U_{C1} \cdot (T_{SS} - T_{int}) &= \alpha'_{sil} \cdot I + \alpha'_{sil} \cdot \sigma \cdot T_{alr}^4 - \varepsilon_{sil} \cdot \sigma \cdot T_{SS}^4 - \frac{U_{C2} \cdot T_{SS} \cdot h_{ext}}{(h_{ext} + U_{C2})} + \frac{U_{C2} \cdot T_{ext} \cdot h_{ext}}{(h_{ext} + U_{C2})} \rightarrow \\
 U_{C1} \cdot T_{SS} + \frac{U_{C2} \cdot T_{SS} \cdot h_{ext}}{(h_{ext} + U_{C2})} &= \alpha'_{sil} \cdot I + \alpha'_{sil} \cdot \sigma \cdot T_{alr}^4 - \varepsilon_{sil} \cdot \sigma \cdot T_{SS}^4 + \frac{U_{C2} \cdot T_{ext} \cdot h_{ext}}{(h_{ext} + U_{C2})} + U_{C1} \cdot T_{int} \rightarrow \\
 T_{SS} &= \frac{\alpha'_{sil} \cdot I + \alpha'_{sil} \cdot \sigma \cdot T_{alr}^4 + \frac{U_{C2} \cdot T_{ext} \cdot h_{ext}}{(h_{ext} + U_{C2})} + U_{C1} \cdot T_{int} - \varepsilon_{sil} \cdot \sigma \cdot T_{SS}^4}{U_{C1} + \frac{U_{C2} \cdot h_{ext}}{(h_{ext} + U_{C2})}} \quad (6.6)
 \end{aligned}$$

Todos los términos son conocidos a excepción de los referidos a las propiedades térmicas del panel, es decir, el coeficiente de absorción del panel y la conductividad térmica del mismo.

Conociendo la estructura del panel fotovoltaico se pueden conocer sus resistencias térmicas sabiendo los coeficientes de conductividad térmica de los materiales que lo conforman. El espesor de las células de silicio del panel suele ser en torno a 0.2mm. Estas láminas de silicio son adheridas en un termoplástico el cual se supondrá polietileno que puede tener hasta un espesor de 3mm. Para que esta estructura no sufra los efectos adversos de las condiciones meteorológicas se suele proteger colocando una placa de cristal de gran transmisión lumínica de forma que este proteja el panel y al mismo tiempo no suponga una pérdida considerable de la radiación captada por las láminas de silicio. El espesor del cristal es según el fabricante de 3.2mm. Toda esta estructura es contenida dentro de una carcasa trasera de aluminio que le da robustez que se puede suponer de 2mm de espesor.

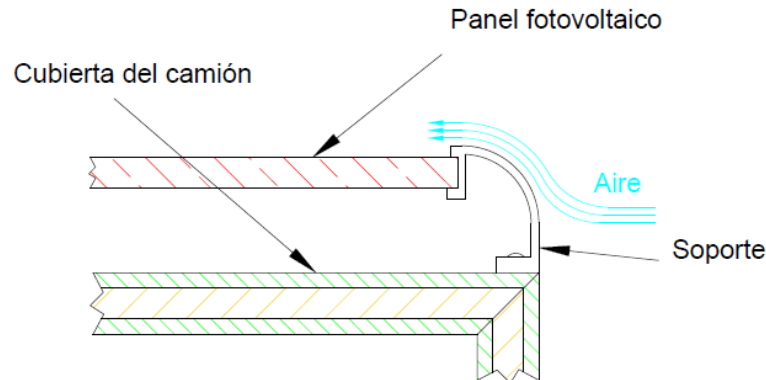
Normalmente los paneles fotovoltaicos se colocan sobre unos soportes que los sostienen sobre la superficie en la que se sitúan. En el caso de situarlos sobre la cubierta de la caja del camión esta disposición supondría crear una cavidad en la que el aire pasaría a través de ella. Esto supone una ventaja ya que el calor desprendido por el calentamiento del panel fotovoltaico en su funcionamiento pasaría al aire en movimiento. En el caso de que el panel se situara fijado directamente en contacto con la cubierta este calor accedería a ella haciendo que la carga térmica aumentara. Al colocar la cámara de aire entre el panel la caja el flujo de calor que pasa a través de la cubierta es igual al calculado para el caso del camión en movimiento y a la sombra. Pero existe un gran inconveniente en esta configuración y es debido a la fricción del aire. Esta fricción puede suponer una gran pérdida en la aerodinámica del camión y por lo tanto un gasto extra.



**Figura 6. 3:** Recorrido del aire entre el panel y la caja del camión

Colocando un deflector del aire se conseguiría reducir esta pérdida de rendimiento producida por el efecto de la fricción del aire. El aire ya no circularía por el interior de la cavidad

entre el panel y la caja del camión pero se creará una cámara de aire que hará de aislante haciendo que la carga térmica hacia la caja del camión disminuya.



*Figura 6. 4: Trayectoria del aire con deflector*

Al ser la parte superior de la cavidad del aire la que cuenta con una mayor temperatura no se producirán corrientes internas en el aire debido al gradiente de temperatura. De esta forma al no haber movimiento del aire en la cavidad se puede suponer que solo existe transferencia de calor por conducción. Se crea así una nueva capa de aislante térmico que dificultará la transferencia de calor.

Se cuenta entonces con todos los datos necesarios para hallar el coeficiente de transmisión de calor que forman el panel de la cubierta del camión (los cuales se pueden extraer del capítulo anterior "Método de cálculo de cargas térmicas") junto con el panel solar. El problema de conducción térmica a resolver para hallar la temperatura de la superficie del panel cuenta con los materiales expuestos anteriormente con las siguientes propiedades térmicas:

- $e_c = 3.2 \text{ mm} = 0.0032 \text{ m}$ ;  $\lambda_c = 0.7 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa de cristal de alta transmisión).
- $e_{si} = 0.2 \text{ mm} = 0.0002 \text{ m}$ ;  $\lambda_{si} = 148 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa de silicio).
- $e_{pe} = 3 \text{ mm} = 0.003 \text{ m}$ ;  $\lambda_{pe} = 0.5 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa de polietileno).
- $e_{al} = 2 \text{ mm} = 0.002 \text{ m}$ ;  $\lambda_{al} = 209.3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa de aluminio del panel fotovoltaico).
- $e_{al} = 1.02 \text{ mm} = 0.00102 \text{ m}$ ;  $\lambda_{al} = 209.3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa interna de aluminio).
- $e_p = 76.2 \text{ mm} = 0.0762 \text{ m}$ ;  $\lambda_p = 0.022 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa de poliuretano).
- $e_{al} = 1.02 \text{ mm} = 0.00102 \text{ m}$ ;  $\lambda_{al} = 209.3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (capa interna de aluminio).

En cuanto a la capa de aire se conoce su conductividad térmica, la cual es  $\lambda_{aire}=0.024 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ , pero queda por determinar el espesor de dicha capa. Al aumentar el espesor de dicha capa se llegará un punto en el que para notar una diferencia en la resistencia térmica significativa se tenga que variar su espesor considerablemente. Es necesario por tanto hallar la distancia entre los paneles óptima a la que se produce una resistencia térmica debida al aire considerable sin aumentar significativamente el espesor de la cámara de aire.

El procedimiento a realizar consiste en calcular el coeficiente global de transferencia de calor por conducción suponiendo un espesor de la capa de aire nulo. Desde este punto se debe iterar aumentando  $0.0001 \text{ m}$  el espesor en cada iteración hasta que la diferencia entre el resultado de dos iteraciones consecutivas sea inferior a  $0.0001 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ .

El resultado obtenido al iterar es el siguiente:

$$e_{aire} = 0.676 \text{ m} = 6.76 \text{ cm}$$

$$U_{c1} = 0.1548 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Para el coeficiente de transmisión de calor  $U_{c2}$ , el cual hace referencia al calor que se cede a través del cristal protector, basta con reducir la ecuación anterior a un solo término en el que aparecen los datos estructurales del cristal protector:

$$U_{c2} = \frac{1}{\frac{0.0032}{0.7}} = 218.75 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Una vez conocidos ambos coeficientes se puede hallar la temperatura de la superficie de silicio. Debido al aumento de parámetros y a la aparición de una nueva ecuación que relaciona el mecanismo de conducción con el de convección, se utilizará otro método resolutivo que aumente las probabilidades de encontrar una solución. El método empleado es el de tanteo. Este método aumenta el esfuerzo computacional del programa pero nos asegura encontrar una solución siempre que el sistema de ecuaciones la tenga. El procedimiento utilizado consiste en dar valores al valor a hallar, en este caso la temperatura de la placa de silicio, hasta que ambos lados de la ecuación tengan valores semejantes. Se debe hallar la carga térmica del camión cuando se encuentra parado y cuando se encuentra en movimiento. De esta forma se conocen las cuatro situaciones en las que se podría encontrar el camión sumando las dos situaciones calculadas anteriormente.

## 6.1 En movimiento y con radiación

Los resultados obtenidos para este caso son los siguientes:

- Coeficiente de convección forzada:

| $h_{Sup\_silicio} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>                                | 51,25 | 51,25 | 51,25 | 51,25 | 51,25 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>                                | 51,22 | 51,22 | 51,22 | 51,22 | 51,22 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>                          | 50,65 | 50,65 | 50,65 | 50,65 | 50,65 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>                                  | 50,04 | 50,04 | 50,04 | 50,04 | 50,05 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>                               | 49,95 | 49,95 | 49,95 | 49,95 | 49,95 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>                               | 49,43 | 49,43 | 49,44 | 49,44 | 49,44 |

*Tabla 6. 1: Coeficiente de convección de la cubierta con el panel fotovoltaico con el camión en movimiento*

- Temperatura de la superficie del silicio:

| $T_{Sup\_silicio} [°C]$        | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 19,50 | 19,49 | 19,47 | 19,45 | 19,42 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 21,76 | 21,75 | 21,73 | 21,71 | 21,68 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 27,79 | 27,78 | 27,76 | 27,74 | 27,71 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 33,96 | 33,95 | 33,93 | 33,91 | 33,88 |

|                           |       |       |       |       |       |
|---------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b> | 33,36 | 33,35 | 33,33 | 33,31 | 33,28 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b> | 40,55 | 40,53 | 40,51 | 40,50 | 40,46 |

*Tabla 6. 2: Temperatura de la superficie de silicio con el camión en movimiento*

- Carga térmica a través de la cubierta con el panel de silicio:

|  |            |            |             |              |              |
|--|------------|------------|-------------|--------------|--------------|
| <b><math>Q_{Cubierta\_panel}[W]</math></b> | <b>5°C</b> | <b>0°C</b> | <b>-5°C</b> | <b>-10°C</b> | <b>-20°C</b> |
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>                   | 42,28      | 56,81      | 71,34       | 85,87        | 114,92       |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>                   | 48,87      | 63,40      | 77,93       | 92,46        | 121,52       |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>             | 66,45      | 80,98      | 95,51       | 110,04       | 139,10       |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>                     | 84,44      | 98,97      | 113,50      | 128,03       | 157,08       |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>                  | 82,69      | 97,22      | 111,75      | 126,28       | 155,33       |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>                  | 103,63     | 118,16     | 132,69      | 147,21       | 176,27       |

*Tabla 6. 3: Carga térmica a través de la cubierta con panel fotovoltaico y el camión en movimiento*

- Carga térmica total del camión en movimiento con el panel de silicio:

|                                |            |            |             |              |              |
|--------------------------------|------------|------------|-------------|--------------|--------------|
| <b><math>Q_{T5}[W]</math></b>  | <b>5°C</b> | <b>0°C</b> | <b>-5°C</b> | <b>-10°C</b> | <b>-20°C</b> |
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 298,34     | 391,30     | 486,08      | 581,19       | 771,87       |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 282,77     | 375,88     | 470,68      | 565,86       | 756,61       |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 346,92     | 439,84     | 534,64      | 629,80       | 820,51       |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 412,16     | 504,96     | 599,68      | 694,81       | 885,43       |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 431,68     | 524,44     | 619,21      | 714,32       | 904,97       |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 494,12     | 586,84     | 681,58      | 776,65       | 967,18       |

*Tabla 6. 4: Carga térmica del camión en movimiento con el panel fotovoltaico*

## 6.2 Parado y con radiación

Los resultados obtenidos para este caso son los siguientes:

- Coeficiente de convección libre:

|   |            |            |             |              |              |
|---|------------|------------|-------------|--------------|--------------|
| <b><math>h_{Sup\_silicio}[\frac{W}{m^2 \cdot K}]</math></b> | <b>5°C</b> | <b>0°C</b> | <b>-5°C</b> | <b>-10°C</b> | <b>-20°C</b> |
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>                                    | 3,20       | 3,21       | 3,23        | 3,24         | 3,27         |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>                                    | 3,87       | 3,86       | 3,85        | 3,84         | 3,83         |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>                              | 4,76       | 4,75       | 4,75        | 4,75         | 4,74         |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>                                      | 5,17       | 5,17       | 5,17        | 5,17         | 5,16         |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>                                   | 4,78       | 4,77       | 4,77        | 4,77         | 4,76         |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>                                   | 5,49       | 5,49       | 5,49        | 5,49         | 5,48         |

*Tabla 6. 5: Coeficiente de convección de la cubierta con panel fotovoltaico y camión parado*

- Temperatura de la superficie del silicio:

|  |            |            |             |              |              |
|--|------------|------------|-------------|--------------|--------------|
| <b><math>T_{Sup\_silicio}[°C]</math></b> | <b>5°C</b> | <b>0°C</b> | <b>-5°C</b> | <b>-10°C</b> | <b>-20°C</b> |
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>                 | 14,42      | 14,34      | 14,25       | 14,17        | 14,00        |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>                 | 31,21      | 31,13      | 31,06       | 30,99        | 30,85        |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b>           | 46,34      | 46,28      | 46,22       | 46,16        | 46,03        |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>                   | 59,08      | 59,02      | 58,97       | 58,91        | 58,80        |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>                | 53,01      | 52,95      | 52,89       | 52,84        | 52,72        |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>                | 72,28      | 72,23      | 72,18       | 72,13        | 72,03        |

**Tabla 6. 6:** Temperatura de la superficie de silicio con camión parado

- Carga térmica a través de la cubierta con el panel de silicio:

| $Q_{Cubierta\_panel}[W]$       | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 27,47  | 41,80  | 56,13  | 70,47  | 99,14  |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 76,40  | 90,77  | 105,14 | 119,51 | 148,24 |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 120,51 | 134,91 | 149,31 | 163,72 | 192,52 |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 157,66 | 172,08 | 186,49 | 200,91 | 229,74 |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 139,97 | 154,37 | 168,78 | 183,19 | 212,00 |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 196,15 | 210,58 | 225,01 | 239,44 | 268,30 |

**Tabla 6. 7:** Carga térmica de la cubierta con panel fotovoltaico y camión parado

Los resultados pueden parecer contradictorios ya que la temperatura que alcanza la superficie es mayor pero sin embargo la carga térmica a través del panel disminuye. La explicación es sencilla, la temperatura de la superficie de silicio es mayor que en el caso sin panel debido a que la absorción de radiación por parte del silicio es mayor que la del aluminio lacado en blanco. El hecho por el que la carga térmica sea menor es debido al papel aislante de la cámara de aire. Por lo tanto al colocar el panel fotovoltaico se obtiene una mejora en la carga térmica del sistema haciendo que se necesite una menor potencia de refrigeración para mantener la temperatura interior constante.

La carga térmica del resto de paneles que conforman la caja es igual que la del caso sin panel fotovoltaico. La carga total que se transfiere al interior del camión consiste en sumar esta última carga a las cargas térmicas anteriores.

- Carga térmica total del camión parado con el panel de silicio:

| $Q_{T6}[W]$                    | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C  |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|--------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 342,6 | 433,8 | 526,8 | 620,3 | 807,6  |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 391,0 | 482,3 | 575,4 | 668,9 | 856,4  |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 482,0 | 573,2 | 666,4 | 759,9 | 947,4  |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 517,8 | 608,6 | 701,5 | 794,9 | 981,9  |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 513,5 | 604,1 | 697,0 | 789,9 | 976,6  |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 687,7 | 778,8 | 871,8 | 965,3 | 1152,3 |

**Tabla 6. 8:** Carga térmica del camión parado con el panel fotovoltaico

Al ser este el caso más desfavorable es necesario hallar la carga térmica con el panel fotovoltaico y unas condiciones de temperatura y radiación solar máximas para poder calcular la potencia de refrigeración necesaria.

$$T_{max} = 41.7^{\circ}\text{C}$$

$$I_{max} = 990 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Temperatura de la superficie de silicio a temperatura y radiación máximas con el panel fotovoltaico:

$$T_{Sup\_sil\_max\_parado} = 81.13^{\circ}\text{C}$$

- Coeficiente de convección libre en la cubierta a temperatura y radiación máximas con el panel fotovoltaico:

$$h_{lib\_sil\_max\_parado} = 5.15 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Carga térmica en la cubierta a temperatura y radiación máximas con el panel fotovoltaico:

$$Q_{cub\_sil\_max\_parado} = 294.85W$$

- Carga térmica total a temperatura y radiación máximas con el panel fotovoltaico:

$$Q_{sil\_max\_parado} = 1178.8W$$

Se observa que los valores son inferiores aun siendo el coeficiente de absorción del silicio superior al del aluminio, esto es debido a que se aumenta la cantidad de material aislante que separa el interior del camión con el exterior.

## 6.3 Dimensionado del sistema de refrigeración con el panel

La potencia de refrigeración necesaria es entonces menor al ser interceptada parte de la radiación por el panel fotovoltaico. A la vista de los resultados el sistema de refrigeración quedaría bien dimensionado con una potencia de **1.5kW** para este caso.

$$Q_{ref2} = 1.5[kW]$$

Una vez se instalan los paneles solares fotovoltaicos el sistema de refrigeración anterior queda sobredimensionado por lo que es necesario calcular los nuevos parámetros que definan el funcionamiento del sistema de refrigeración. Al ser las temperaturas iguales que en el caso anterior los puntos del ciclo son los mismos, es decir, las entalpías no variarán por lo que solo queda una variable que pueda hacer que la potencia entregada por el condensador sea menor y es el caudal de refrigerante que pasa por el circuito. El caudal másico de refrigerante será en este caso el siguiente:

$$h_1 = 347 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_2 = 261 \frac{kJ}{kg}$$

$$1.2kW = \dot{m}_r \frac{kg}{s} \cdot (347 - 261) \frac{kJ}{kg} \rightarrow \dot{m}_r = \frac{1.5kW}{(347 - 261) \frac{kJ}{kg}}$$



$$\dot{m}_r = 0.01744 \frac{kg}{s}$$

Este caudal se obtiene reduciendo la potencia necesaria en el compresor del ciclo. Utilizando la ecuación del balance energético en el compresor podemos obtener la nueva potencia necesaria para hacer que el ciclo funcione de forma óptima:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) = 0.01744 \frac{kg}{s} \cdot \left( 407 \frac{kJ}{kg} - 347 \frac{kJ}{kg} \right) = 1.0464 kW$$

$$\dot{W}_c = 1.0464 kW$$

Aplicando el mismo rendimiento para el motor eléctrico que hace girar el compresor que en el caso anterior se obtiene que la potencia eléctrica necesaria para poner en funcionamiento el sistema de refrigeración en el caso de utilizar paneles solares fotovoltaicos es de:

$$\dot{W}_e = \frac{\dot{W}_c}{\eta_{me}} = \frac{1.0464 kW}{0.95} = 1.1015 kW$$

$$\dot{W}_e = 1.1015 kW$$

Como se observa se produce una reducción en la potencia eléctrica necesaria para hacer que el sistema de refrigeración mantenga una temperatura interior adecuada. Se obtiene así un beneficio indirecto del uso del panel solar. No solo produce electricidad que ayuda al rendimiento mecánico del camión sino que además hace de aislante haciendo que esta electricidad necesaria sea aún menor.

## 6.4 Cálculo de la potencia entregada por el panel

Una vez se cuenta con la temperatura del panel de silicio en cada caso se puede proceder a estimar la potencia que es capaz de entregar este según la radiación que incide sobre él y la temperatura de este. En primer lugar se hallará la potencia que generaría el panel si se encontrase a 25°C interpolando en las curvas que describen su funcionamiento mediante el procedimiento explicado en el apartado anterior. Una vez se cuente con este valor se procederá a realizar la conversión necesaria según la temperatura en la que se encuentre el panel.

Los datos que aparecen en las curvas características del panel muestran la potencia que genera el panel completo de 1,52591m<sup>2</sup> de área. Como se ha mencionado anteriormente se va a suponer la construcción de un panel que ocupe la totalidad de la cubierta del camión por lo que para que estos datos puedan ser utilizados debemos dividir el valor de la

potencia que aparece en las curvas por el área del panel obteniendo así una potencia por unidad de área. De esta forma se obtienen los siguientes valores unitarios de potencia:

| <b>Radiación incidente</b> | <b>Potencia característica (W)</b> | <b>Potencia característica unitaria (W/m<sup>2</sup>)</b> |
|----------------------------|------------------------------------|---|
| 200                        | 45,3                               | 29,6872   |
| 400                        | 95,9                               | 62,8477   |
| 600                        | 147,3                              | 96,5326   |
| 800                        | 199,4                              | 130,6761  |
| 1000                       | 250                                | 163,8367  |

*Tabla 6. 9: Valores de potencia unitaria entregada por el panel fotovoltaico*

Al interpolar los valores de radiación (mediante el comando “interp1” del programa Matlab) se obtienen los siguientes valores de potencia unitaria y de potencia total del panel teniendo en cuenta su área:

| <b>Radiación incidente</b> | <b>Potencia unitaria interpolada (W/m<sup>2</sup>)</b> | <b>Potencia total interpolada (W)</b> |
|----------------------------|--|---------------------------------------|
| 227                        | 34,1639  | 643,1                                 |
| 400                        | 62,8477  | 1183,1                                |
| 581,5                      | 93,4167  | 1758,6                                |
| 747                        | 121,6281   | 2289,6                                |
| 643                        | 103,8735   | 1955,4                                |
| 936                        | 153,2253   | 2884,5                                |

*Tabla 6. 10: Valores de potencia entregada por el panel fotovoltaico*

Una vez se cuenta con los valores interpolados de potencia generada por el panel cuando este se encuentra a 25°C es necesario rectificar estos valores debido a las pérdidas que se producen en el panel al aumentar su temperatura. Como se ha descrito en el capítulo anterior la potencia se reducen en un 0,445% por cada grado de temperatura superior a 25°C. Cabe mencionar que para los casos en los que la temperatura sea inferior a este valor no se supondrá que esta aumenta si no que mantiene el valor obtenido en la interpolación realizada anteriormente. De esta forma si la temperatura del panel es superior a 25°C se hallará la diferencia para conocer el porcentaje total de pérdida de potencia debida a la temperatura con el fin de restarle este valor a la potencia obtenida por interpolación al resultado anterior obteniendo así los valores de potencia que se espera que entregue el panel fotovoltaico en cada momento.

Los valores de diferencia de temperatura con respecto a los 25°C para cada caso son los siguientes:

- Diferencia de temperatura de la superficie de silicio para el caso del camión en movimiento con respecto a los 25°C :

| $\Delta T_m [^{\circ}\text{C}]$ | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|---------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Madrid (T=20.6°C)               | 0     | 0     | 0     | 0     | 0     |
| Toledo (T=19.4°C)               | 0     | 0     | 0     | 0     | 0     |
| Ciudad Real (T=22.25°C)         | 2,79  | 2,78  | 2,76  | 2,74  | 2,71  |
| Jaén (T=25.6°C)                 | 8,96  | 8,95  | 8,93  | 8,91  | 8,88  |
| Córdoba (T=27.2°C)              | 8,36  | 8,35  | 8,33  | 8,31  | 8,28  |
| Sevilla (T=28.9°C)              | 15,55 | 15,53 | 15,51 | 15,50 | 15,46 |

Tabla 6. 11: Diferencia entre la temperatura de la superficie con respecto a los 25°C con el camión en movimiento

- Diferencia de temperatura de la superficie de silicio para el caso del camión parado con respecto a los 25°C :

| $\Delta T_p [^{\circ}\text{C}]$ | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|---------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Madrid (T=20.6°C)               | 0     | 0     | 0     | 0     | 0     |
| Toledo (T=19.4°C)               | 6,21  | 6,13  | 6,06  | 5,99  | 5,85  |
| Ciudad Real (T=22.25°C)         | 21,34 | 21,28 | 21,22 | 21,16 | 21,03 |
| Jaén (T=25.6°C)                 | 34,08 | 34,02 | 33,97 | 33,91 | 33,80 |
| Córdoba (T=27.2°C)              | 28,01 | 27,95 | 27,89 | 27,84 | 27,72 |
| Sevilla (T=28.9°C)              | 47,28 | 47,23 | 47,18 | 47,13 | 47,03 |

Tabla 6. 12: Diferencia entre la temperatura de la superficie con respecto a los 25°C con el camión parado

Se ha indicado el valor "0" para los valores inferiores a 25°C. Al multiplicar estos valores por 0,445%/°C se obtienen los siguientes porcentajes de reducción de potencia:

- Porcentaje de reducción de potencia para el caso del camión en movimiento con respecto a los 25°C :

| %                       | 5°C  | 0°C  | -5°C | -10°C | -20°C |
|-------------------------|------|------|------|-------|-------|
| Madrid (T=20.6°C)       | 0    | 0    | 0    | 0     | 0     |
| Toledo (T=19.4°C)       | 0    | 0    | 0    | 0     | 0     |
| Ciudad Real (T=22.25°C) | 1,24 | 1,24 | 1,23 | 1,22  | 1,21  |
| Jaén (T=25.6°C)         | 3,99 | 3,98 | 3,97 | 3,97  | 3,95  |
| Córdoba (T=27.2°C)      | 3,72 | 3,71 | 3,71 | 3,70  | 3,69  |
| Sevilla (T=28.9°C)      | 6,92 | 6,91 | 6,90 | 6,90  | 6,88  |

Tabla 6. 13: Porcentaje de reducción de potencia con el camión en movimiento

- Porcentaje de reducción de potencia para el caso del camión parado:

| %                       | 5°C   | 0°C   | -5°C  | -10°C | -20°C |
|-------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Madrid (T=20.6°C)       | 0     | 0     | 0     | 0     | 0     |
| Toledo (T=19.4°C)       | 2,76  | 2,73  | 2,70  | 2,67  | 2,60  |
| Ciudad Real (T=22.25°C) | 9,50  | 9,47  | 9,44  | 9,41  | 9,36  |
| Jaén (T=25.6°C)         | 15,17 | 15,14 | 15,12 | 15,09 | 15,04 |
| Córdoba (T=27.2°C)      | 12,46 | 12,44 | 12,41 | 12,39 | 12,33 |
| Sevilla (T=28.9°C)      | 21,04 | 21,02 | 21,00 | 20,97 | 20,93 |

Tabla 6. 14: Porcentaje de reducción de potencia con el camión parado

Se puede deducir al revisar los datos de la tabla anterior que un aumento significativo de temperatura en el panel provoca un descenso drástico de la potencia entregada por este y por tanto de su rendimiento. Al incidir el aire sobre el panel

produciendo el mecanismo de convección forzada hace que este se enfríe por lo que se reduce la temperatura que éste podría alcanzar en el caso de que estuviese parado.

Al restar dicho porcentaje a la potencia entregada por el panel solar se obtienen los siguientes valores:

- Potencia entregada por el panel solar para el caso del camión en movimiento:

| $W_{pm}[W]$             | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|-------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Madrid (T=20.6°C)       | 643,1  | 643,1  | 643,1  | 643,1  | 643,1  |
| Toledo (T=19.4°C)       | 1183,1 | 1183,1 | 1183,1 | 1183,1 | 1183,1 |
| Ciudad Real (T=22.25°C) | 1736,7 | 1736,8 | 1737   | 1737,1 | 1737,4 |
| Jaén (T=25.6°C)         | 2198,3 | 2198,5 | 2198,7 | 2198,8 | 2199,2 |
| Córdoba (T=27.2°C)      | 1882,6 | 1882,8 | 1882,9 | 1883,1 | 1883,4 |
| Sevilla (T=28.9°C)      | 2684,9 | 2685,1 | 2685,4 | 2685,6 | 2686   |

Tabla 6. 15: Potencia entregada por el panel con el camión en movimiento

- Potencia entregada por el panel solar para el caso del camión parado:

| $W_{pp}[W]$             | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|-------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Madrid (T=20.6°C)       | 643,1  | 643,1  | 643,1  | 643,1  | 643,1  |
| Toledo (T=19.4°C)       | 1150,4 | 1150,8 | 1151,2 | 1151,6 | 1152,3 |
| Ciudad Real (T=22.25°C) | 1591,6 | 1592,1 | 1592,5 | 1593,0 | 1594,0 |
| Jaén (T=25.6°C)         | 1942,4 | 1943,0 | 1943,5 | 1944,1 | 1945,2 |
| Córdoba (T=27.2°C)      | 1711,7 | 1712,2 | 1712,7 | 1713,2 | 1714,2 |
| Sevilla (T=28.9°C)      | 2277,6 | 2278,2 | 2278,9 | 2279,5 | 2280,8 |

Tabla 6. 16: Potencia entregada por el panel con el camión parado

Para entender mejor la eficiencia del panel solar en esta aplicación es conveniente estudiar que potencia de la entregada por el panel sobra y cuanta potencia es necesario aportar por otros medios en el caso de que la potencia entregada por el panel no sea la suficiente. Para ello se resta a las dos matrices de datos anteriores el valor de la carga térmica para cada caso:

- Potencia sobrante o a aportar para el caso del camión en movimiento:

| $\Delta W_{pm}[W]$      | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|-------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Madrid (T=20.6°C)       | 344,8  | 251,8  | 157,1  | 61,9   | -128,7 |
| Toledo (T=19.4°C)       | 900,3  | 807,2  | 712,4  | 617,2  | 426,5  |
| Ciudad Real (T=22.25°C) | 1389,8 | 1297   | 1202,3 | 1107,3 | 916,8  |
| Jaén (T=25.6°C)         | 1786,2 | 1693,5 | 1599   | 1504   | 1313,7 |
| Córdoba (T=27.2°C)      | 1451   | 1358,3 | 1263,7 | 1168,8 | 978,4  |
| Sevilla (T=28.9°C)      | 2190,8 | 2098,3 | 2003,8 | 1908,9 | 1718,8 |

Tabla 6. 17: Diferencia entre la potencia entregada por el panel y la necesaria con el camión en movimiento

- Potencia sobrante o a aportar para el caso del camión parado:

| $\Delta W_{pp} [W]$            | 5°C    | 0°C    | -5°C   | -10°C  | -20°C  |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| <b>Madrid (T=20.6°C)</b>       | 300,6  | 209,3  | 116,3  | 22,8   | -164,5 |
| <b>Toledo (T=19.4°C)</b>       | 759,5  | 668,5  | 575,8  | 482,6  | 295,9  |
| <b>Ciudad Real (T=22.25°C)</b> | 1109,6 | 1018,9 | 926,2  | 833,1  | 646,6  |
| <b>Jaén (T=25.6°C)</b>         | 1424,6 | 1334,3 | 1242,1 | 1149,3 | 963,3  |
| <b>Córdoba (T=27.2°C)</b>      | 1198,2 | 1108,1 | 1015,8 | 923,3  | 737,6  |
| <b>Sevilla (T=28.9°C)</b>      | 1589,9 | 1499,4 | 1407,1 | 1314,2 | 1128,5 |

*Tabla 6. 18: Diferencia entre la potencia entregada por el panel y la necesaria con el camión parado*

Se observa que salvo para una temperatura interior de -20°C en Madrid el panel solar es suficiente para conseguir que el sistema de refrigeración funcione adecuadamente generando además un extra de potencia en las situaciones en las que incide una gran cantidad de radiación solar al panel. Esta potencia puede almacenarse en baterías para su posterior uso en el caso de que la radiación incidente no fuese suficiente. Esto ocurre cuando el camión se desplaza de noche o a la salida y puesta del sol.

## 7. Presentación gráfica de los resultados

Una representación gráfica de los datos puede ayudar a visualizar y comprender mejor los resultados obtenidos. De esta forma representando los valores obtenidos de potencia necesaria de refrigeración y potencia aportada por el panel para el caso del camión en movimiento se obtienen las siguientes gráficas:

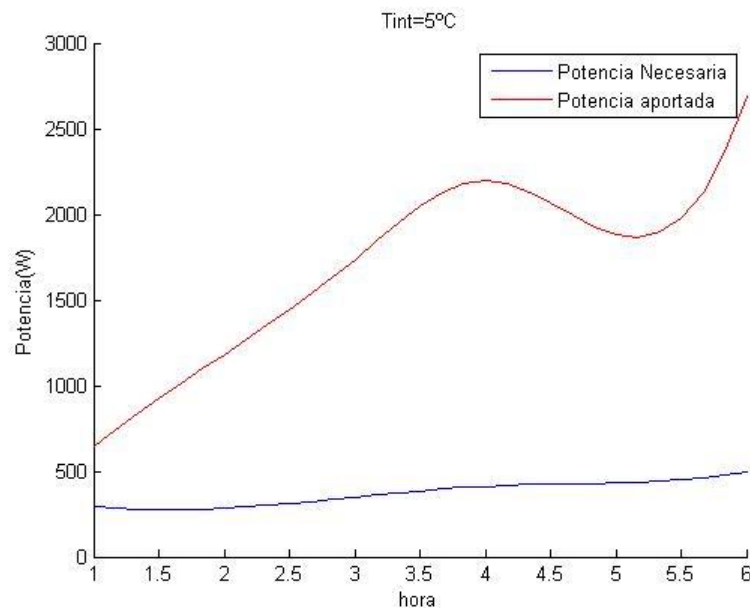


Figura 7. 1: Potencias de refrigeración con temperatura interior 5°C para el 15 de julio

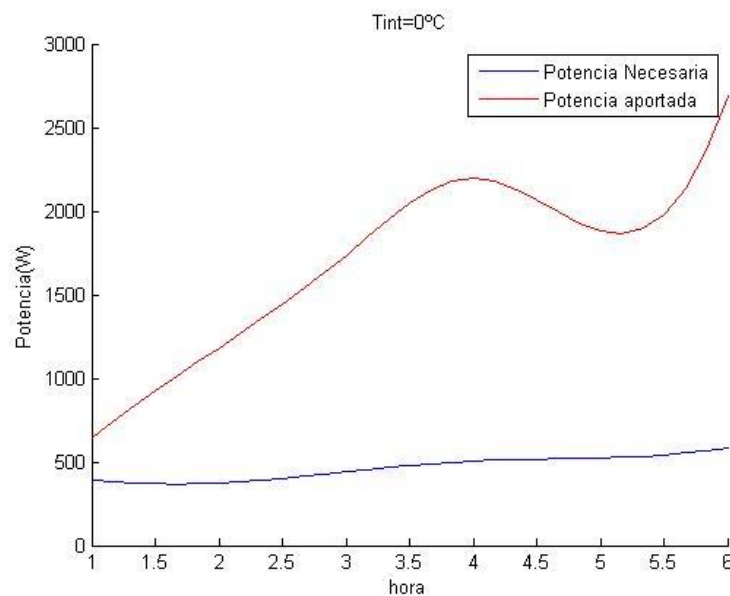
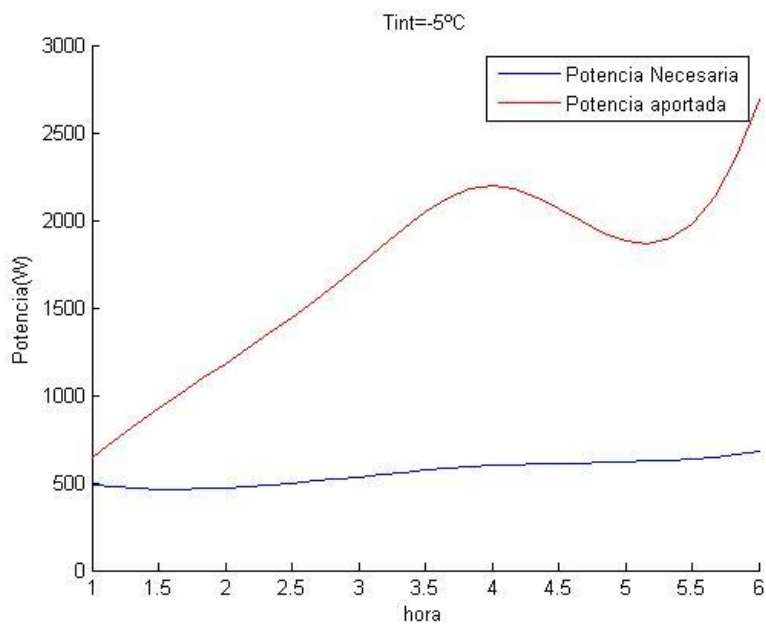
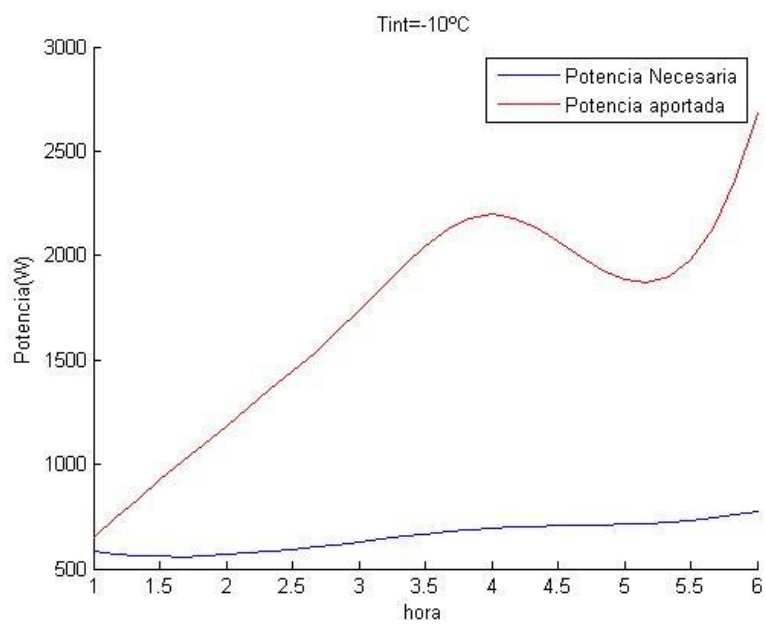


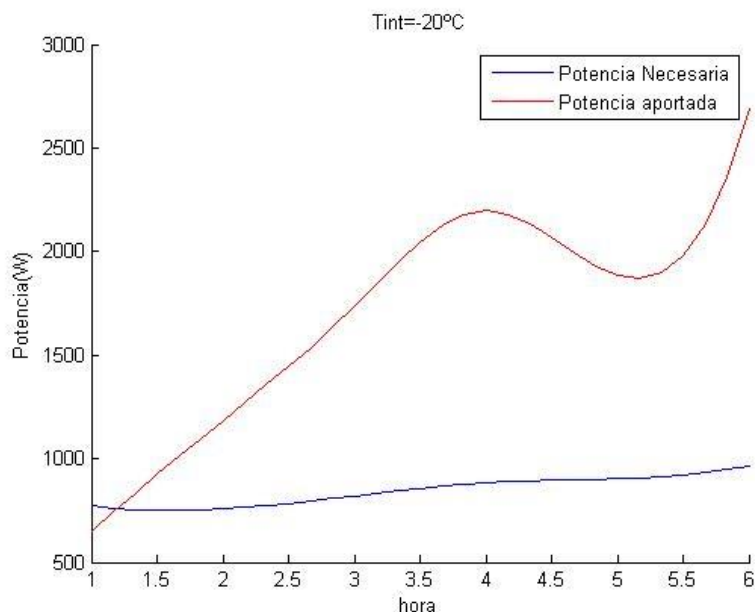
Figura 7. 2: Potencias de refrigeración con temperatura interior 0°C para el 15 de julio



**Figura 7. 3:** Potencias de refrigeración con temperatura interior  $-5^{\circ}\text{C}$  para el 15 de julio



**Figura 7. 4:** Potencias de refrigeración con temperatura interior  $-10^{\circ}\text{C}$  para el 15 de julio

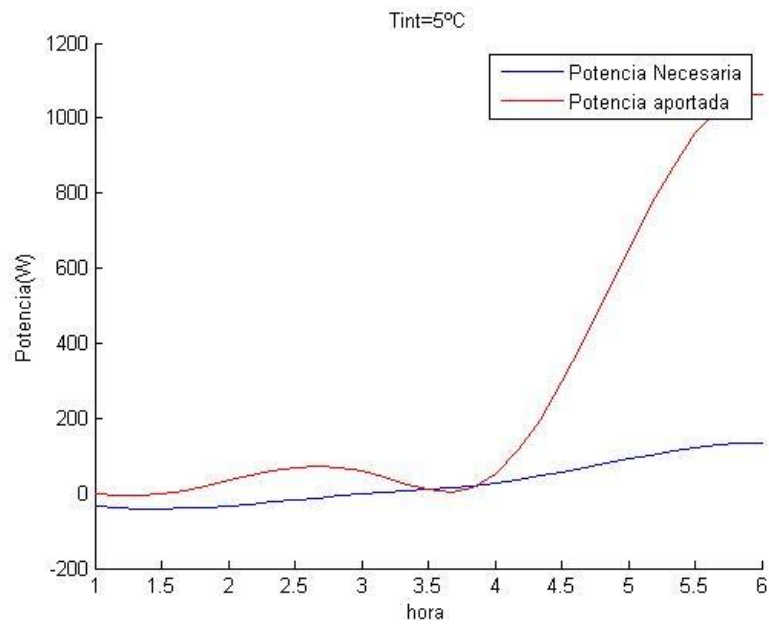


**Figura 7. 5:** Potencias de refrigeración con temperatura interior  $-20^{\circ}\text{C}$  para el 15 de julio

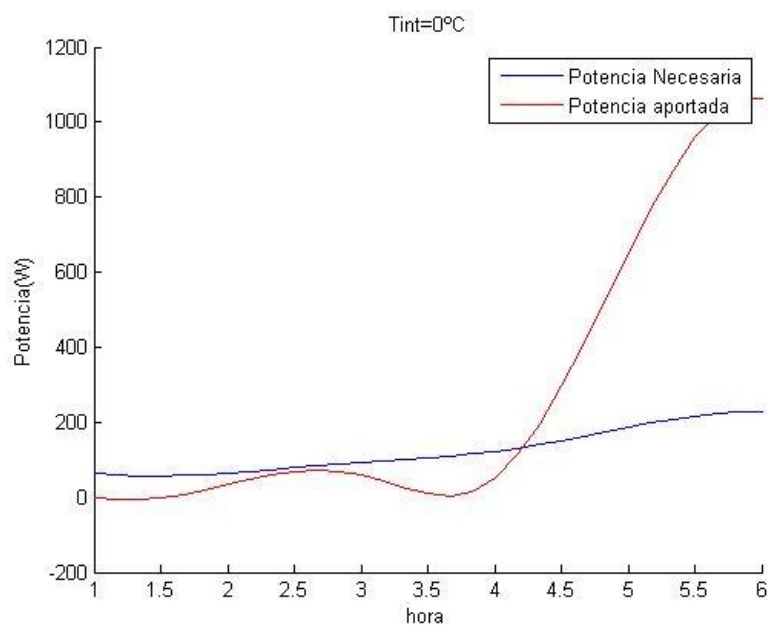
Al disminuir la temperatura interior la potencia generada por el panel fotovoltaico apenas se ve modificada, sin embargo es necesario aportar mayor potencia de refrigeración para mantener el interior a la temperatura deseada. Concretamente para la gráfica de temperatura interior igual a  $-20^{\circ}\text{C}$  es necesario aportar potencia al ciclo para mantener dicha temperatura en las primeras horas del viaje.

Si se estudiara un día de invierno el resultado ser vería modificado drásticamente. En invierno la potencia de refrigeración necesaria para mantener el interior del habitáculo es menor que en verano debido a que la temperatura exterior es considerablemente inferior. La potencia sobrante sería entonces mayor, sin embargo, la radiación incidente sobre el plano horizontal es mucho menor haciendo que la potencia desarrollada por el panel sea insuficiente para gran parte de los casos. Los resultados obtenidos de potencia de refrigeración necesaria frente a la potencia generada por el panel para el día 10 de enero se muestran a continuación:

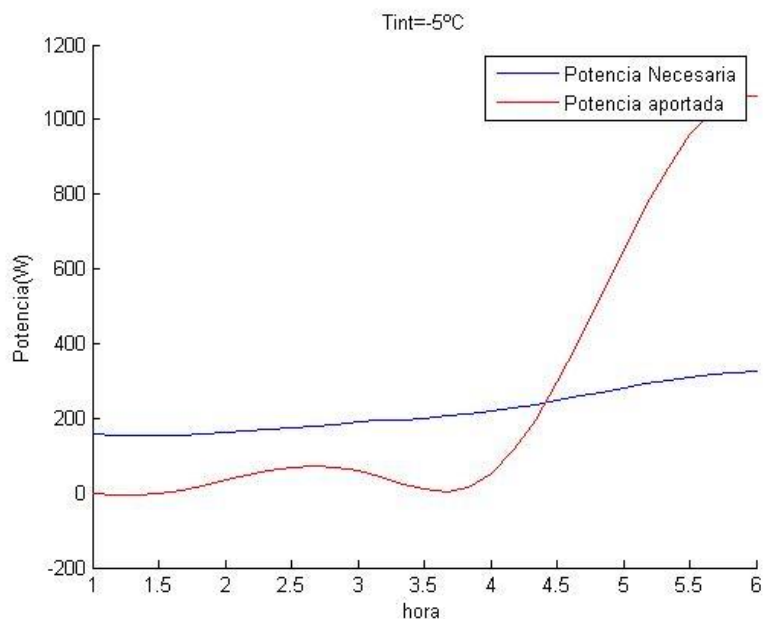




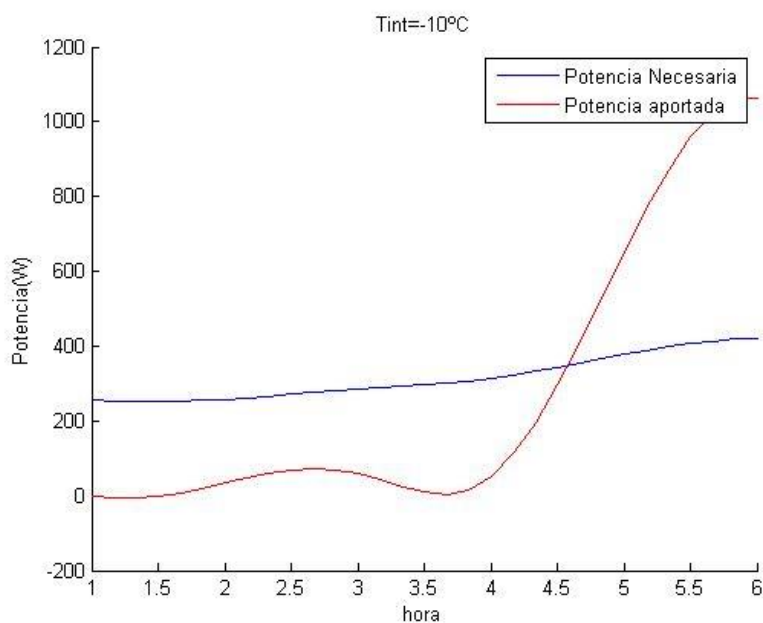
**Figura 7. 6:** Potencias de refrigeración con temperatura interior  $5^{\circ}\text{C}$  para el 10 de enero



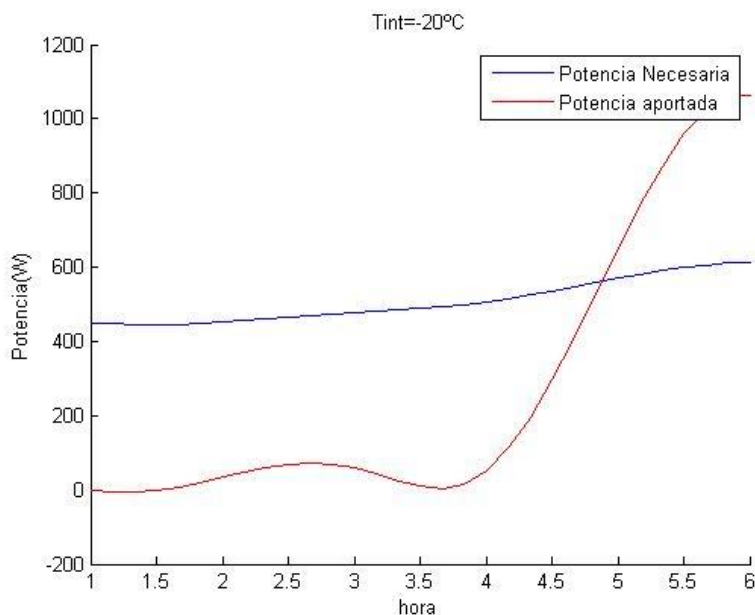
**Figura 7. 7:** Potencias de refrigeración con temperatura interior  $0^{\circ}\text{C}$  para el 10 de enero



**Figura 7. 8:** Potencias de refrigeración con temperatura interior  $-5^{\circ}\text{C}$  para el 10 de enero



**Figura 7. 9:** Potencias de refrigeración con temperatura interior  $-10^{\circ}\text{C}$  para el 10 de enero



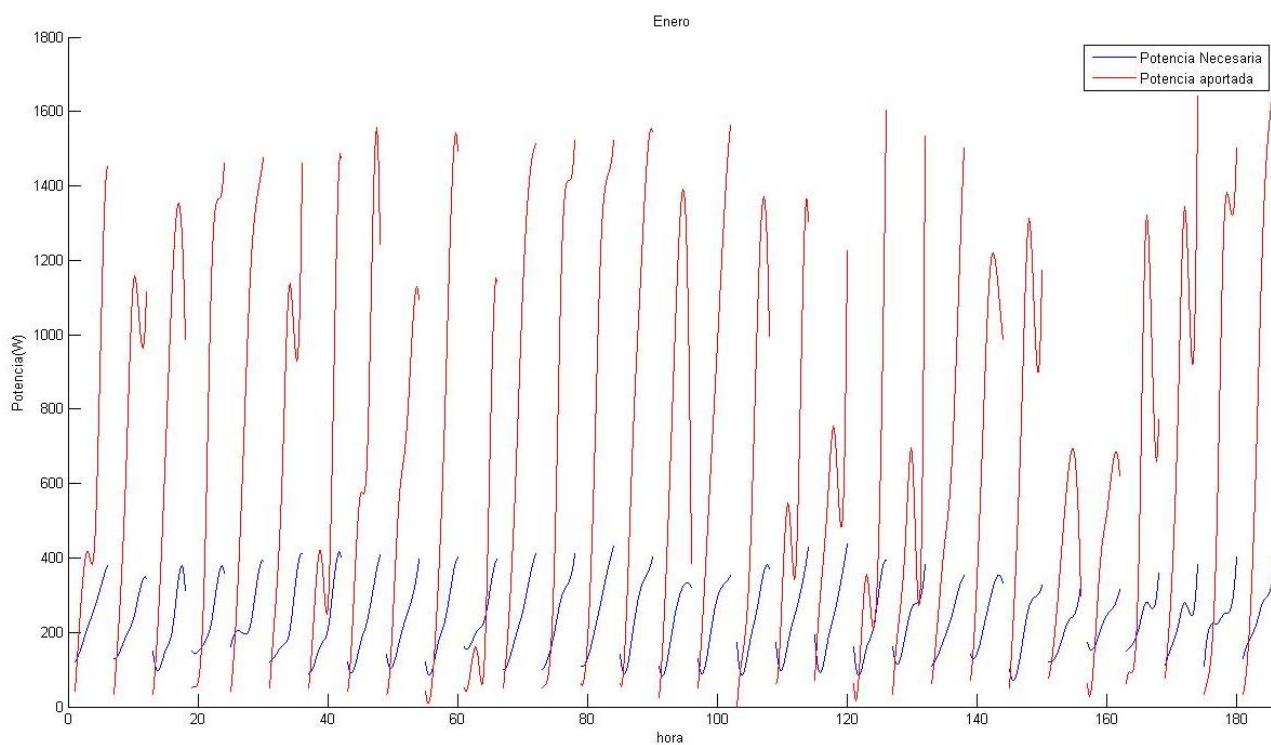
**Figura 7. 10:** Potencias de refrigeración con temperatura interior  $-20^{\circ}\text{C}$  para el 10 de enero

Las gráficas anteriores muestran que para un día de invierno cualquiera la situación es distinta que para un día de verano. En este caso la potencia generada por el colector solar solo garantiza el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración para la temperatura interior de  $5^{\circ}\text{C}$ . Para el resto de temperaturas internas la potencia aportada es inferior a la necesaria en la mayoría del trayecto. Únicamente en las horas con mayor radiación, las cuales corresponden a las horas correspondientes a la franja horaria de 12:00 a 14:00. Esta franja horaria era también la de mayor radiación para el día de verano, pero en este caso la potencia generada es la mitad que en el caso anterior.

El estudio no puede quedar determinado al haber estudiado únicamente dos días del año. El camión podría realizar el trayecto en cualquier día del año. Incluso pudiera tratarse de una ruta diaria que éste debiera cubrir a lo largo de todo el año. Al estudiar los datos para todo el año se obtendrá una verdadera visión sobre la aplicación de paneles fotovoltaicos en dicha ruta. De esta forma se podría analizar visualmente con ayuda de la representación gráfica de los resultados el beneficio de la implantación de la aplicación.

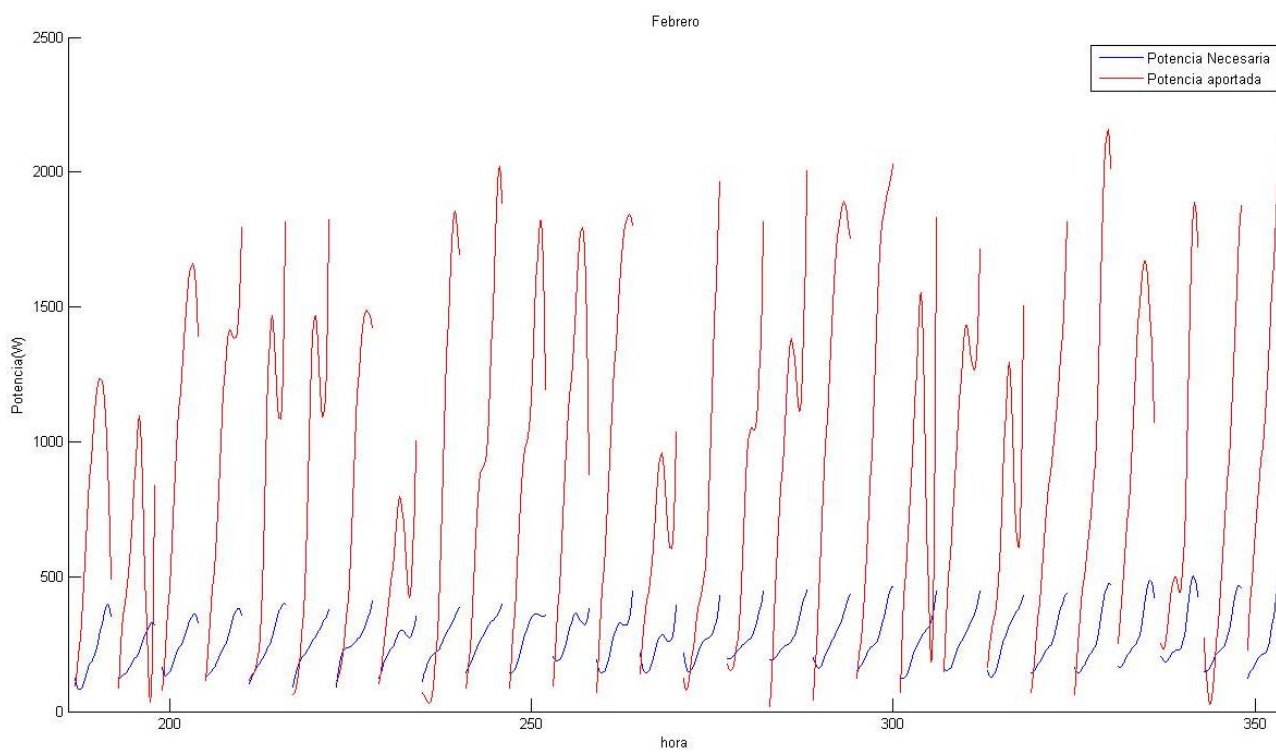
Para lograrlo se debe emplear el método operativo anterior para los 6 datos de temperatura y radiación correspondientes a las horas comprendidas entre las 8:00 y las 14:00 de todos los días del año. Esto puede hacerse agrupando dichos datos en dos vectores, uno para las temperaturas y otro para los valores de radiación sobre el plano horizontal, en los que los datos se encontrarán consecutivos, es decir, la siguiente posición de memoria del vector de la hora 6, correspondiente al intervalo temporal comprendido entre las 13:00 y las 14:00, de un día será la primera hora de la mañana, de 8:00 a 9:00, del día siguiente. De esta forma se obtienen 2190 valores. Aunque esto pudiera dificultar el reconocimiento visual de cada día en la representación la diferencia que existe entre las temperaturas de la hora 1 y 6 de cada día hace que sea muy fácil distinguir cada día en los gráficos mostrados a continuación.

- Enero



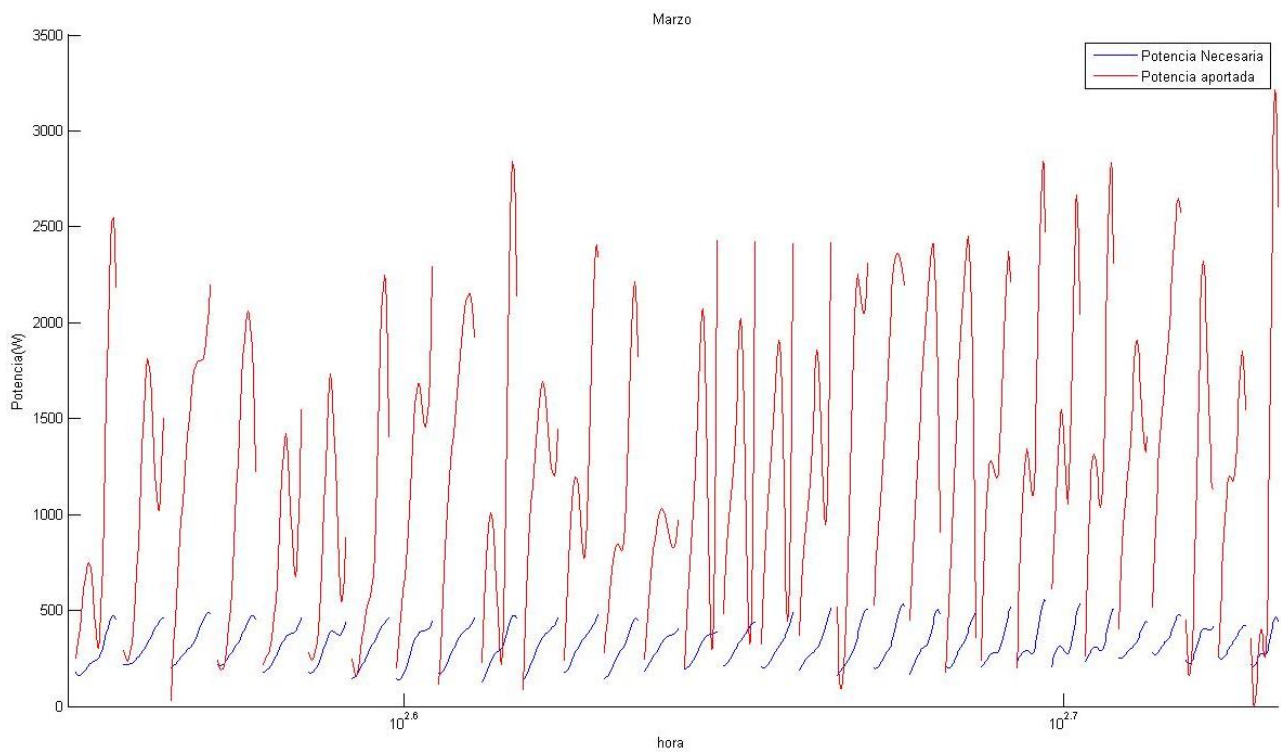
**Figura 7. 11:** Potencias de refrigeración para el mes de enero

- Febrero



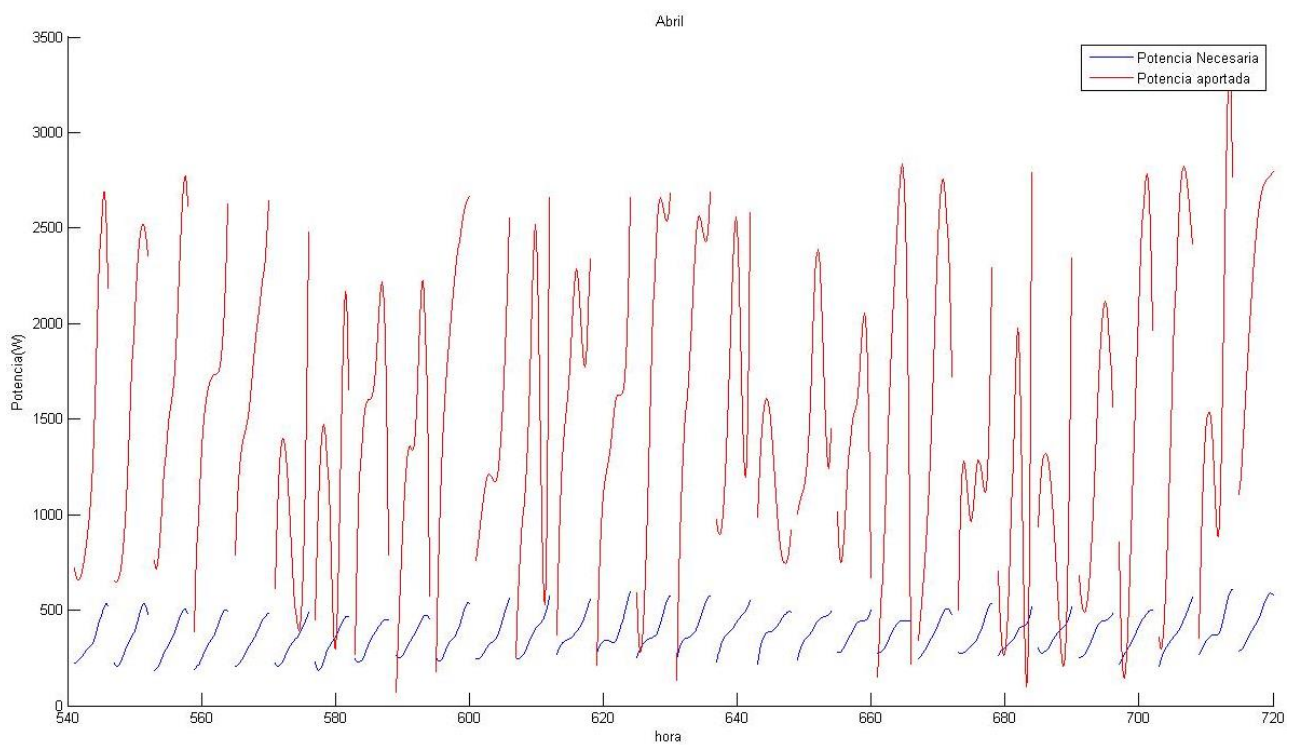
**Figura 7. 12:** Potencias de refrigeración para el mes de febrero

- Marzo



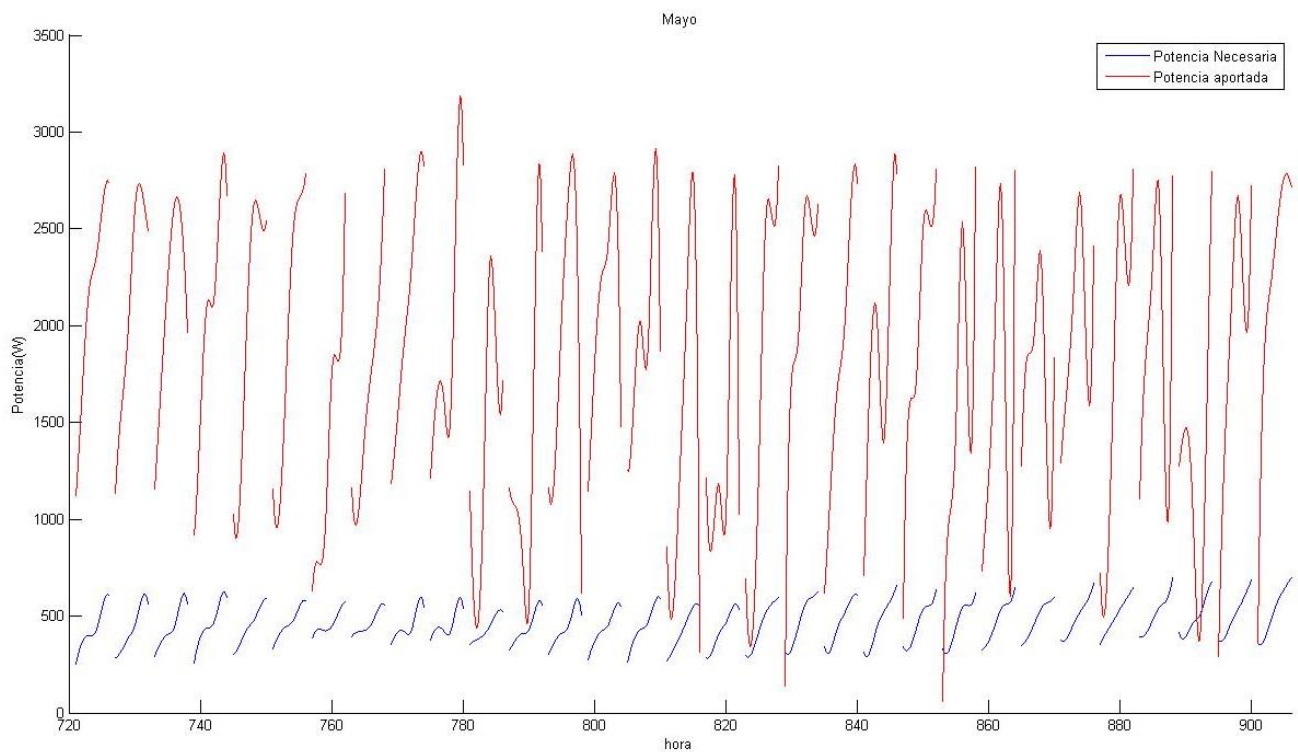
**Figura 7. 13:** Potencias de refrigeración para el mes de marzo

- Abril



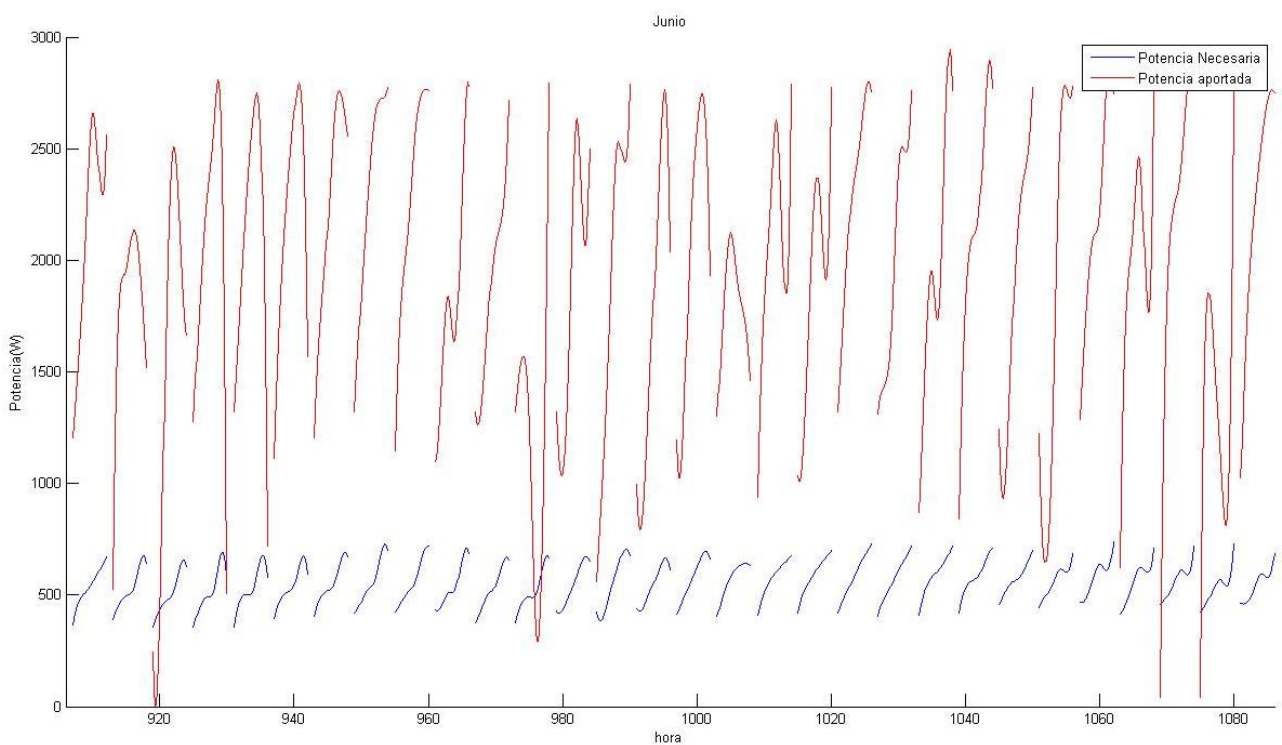
**Figura 7. 14:** Potencias de refrigeración para el mes de abril

- Mayo



*Figura 7. 15: Potencias de refrigeración para el mes de mayo*

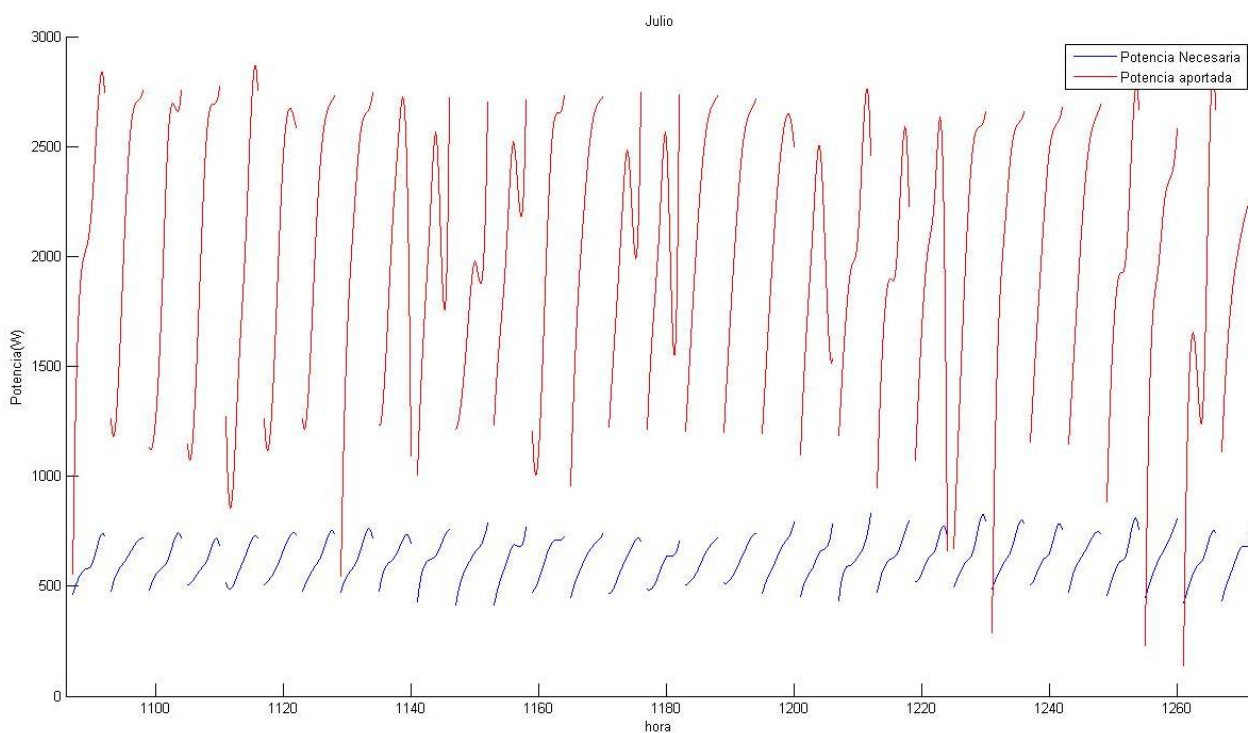
- Junio



*Figura 7. 16: Potencias de refrigeración para el mes de junio*

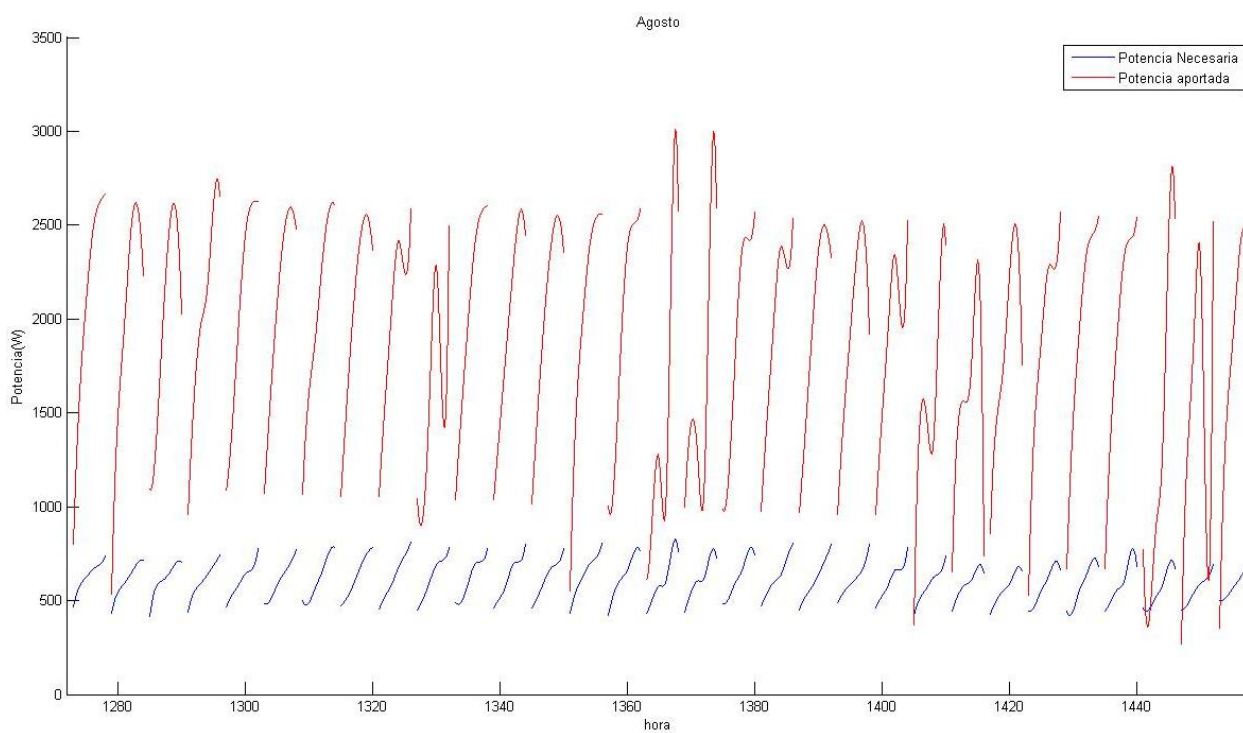


- Julio



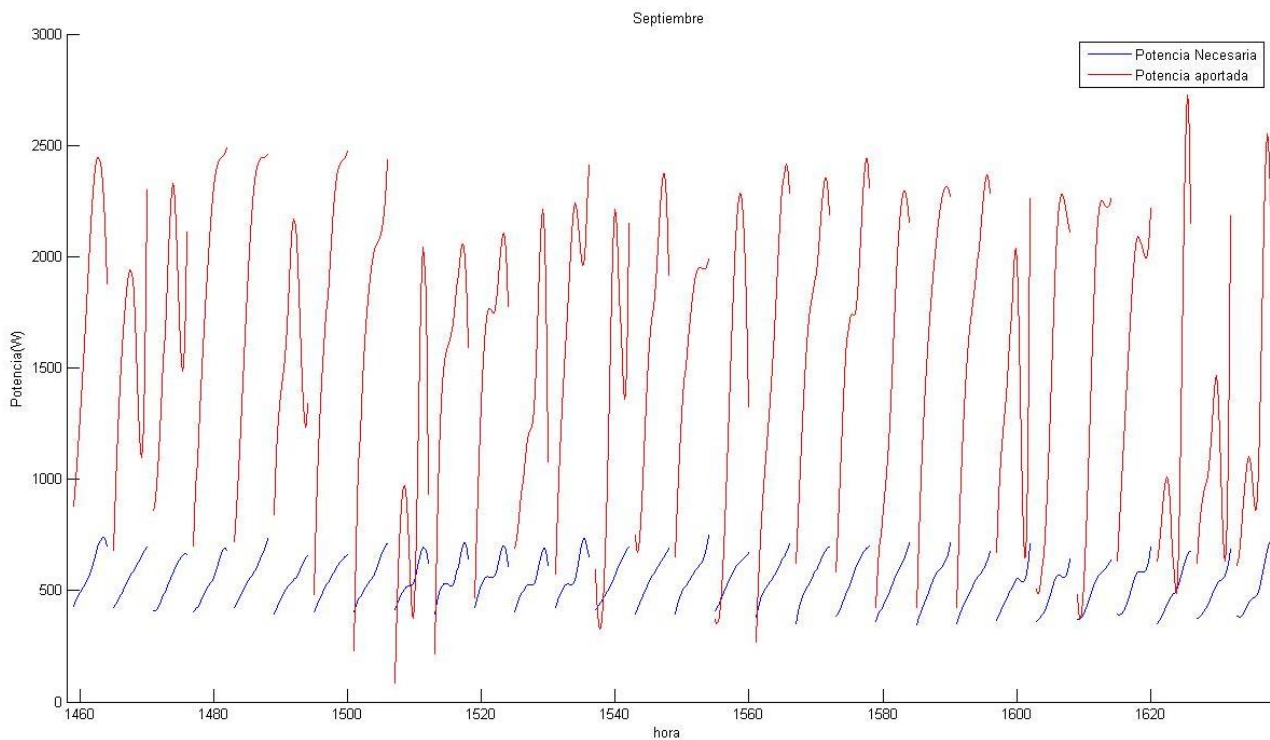
*Figura 7. 17: Potencias de refrigeración para el mes de julio*

- Agosto



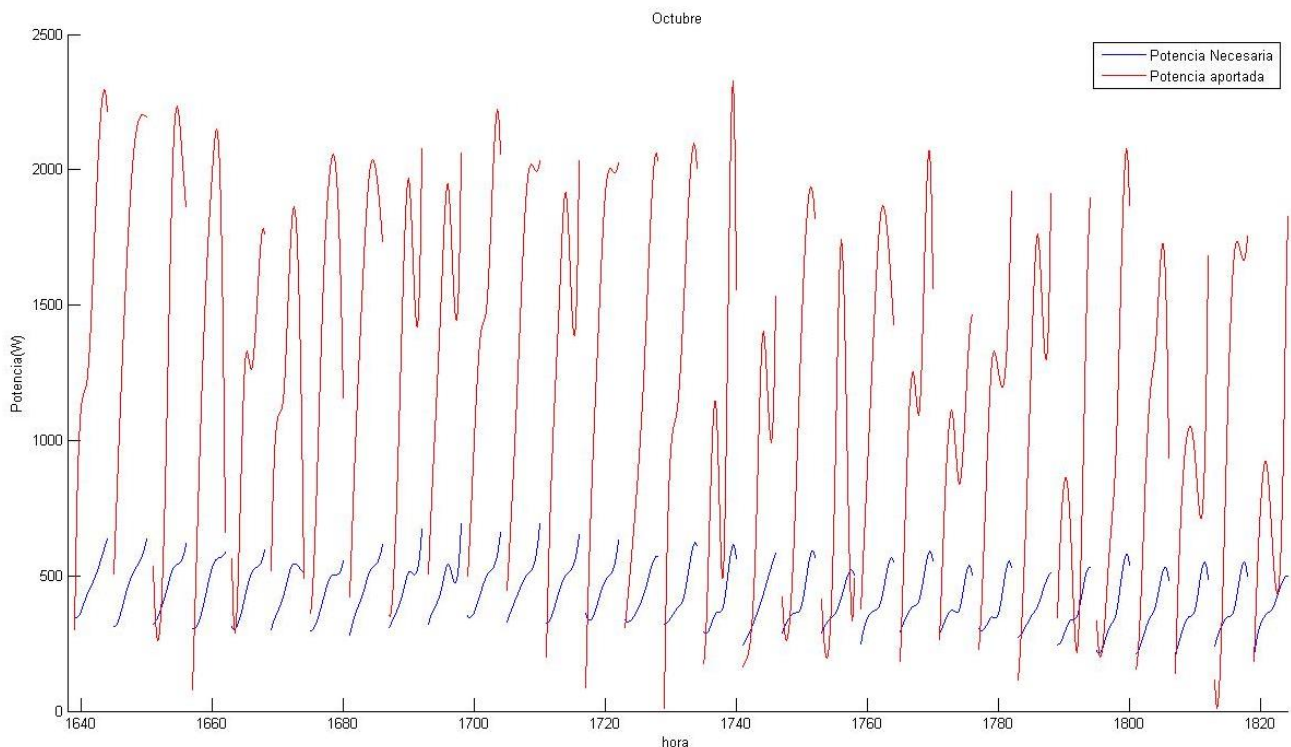
*Figura 7. 18: Potencias de refrigeración para el mes de agosto*

- Septiembre



*Figura 7. 19: Potencias de refrigeración para el mes de septiembre*

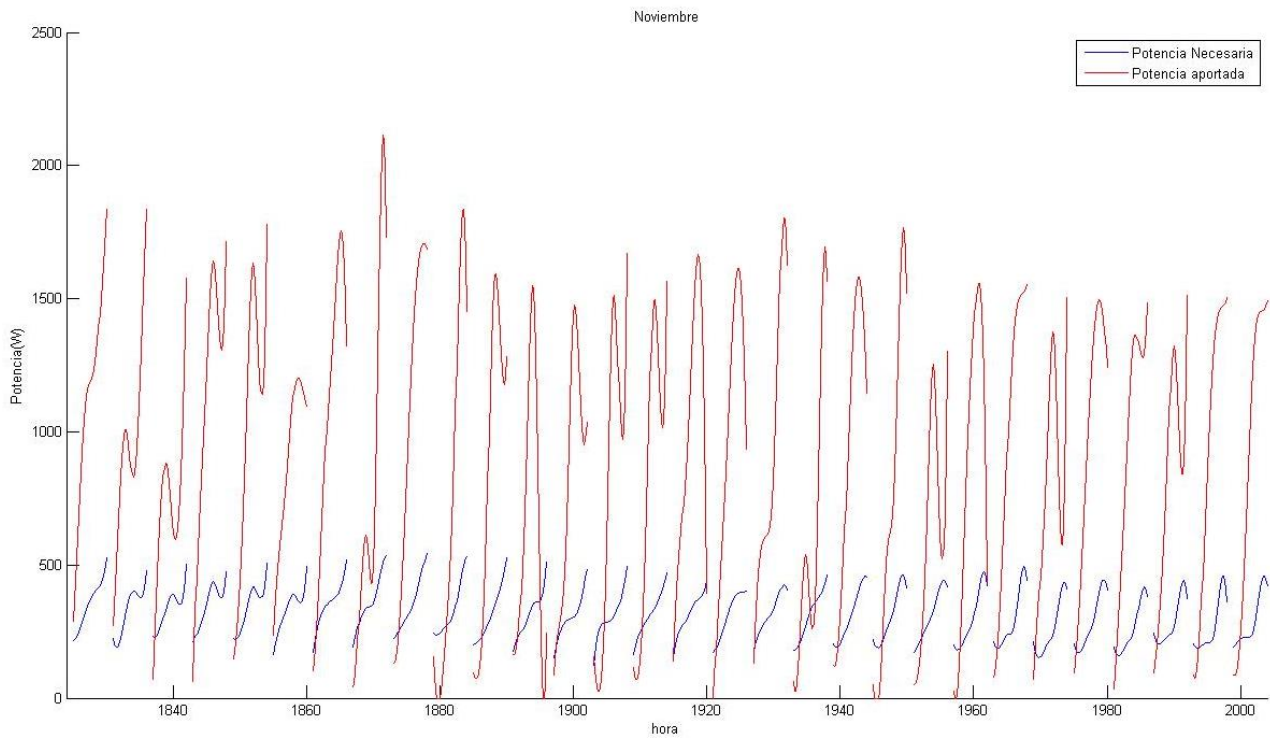
- Octubre



*Figura 7. 20: Potencias de refrigeración para el mes de octubre*

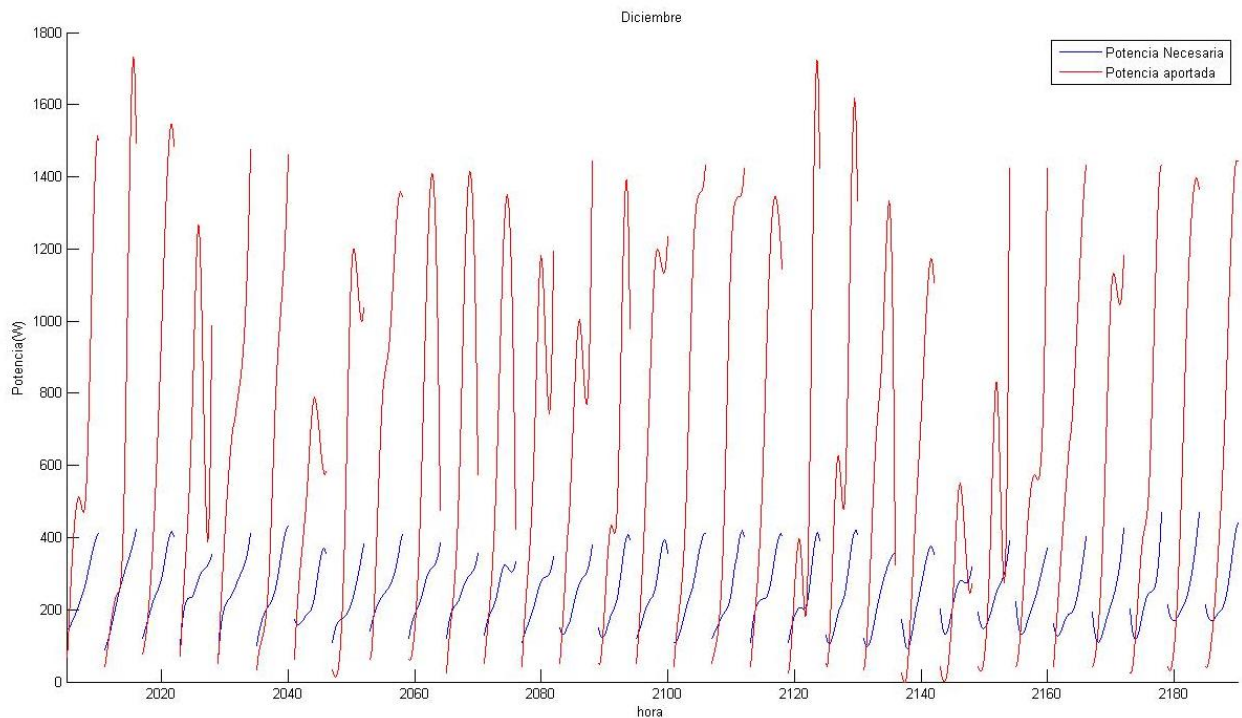
- Noviembre





**Figura 7. 21:** Potencias de refrigeración para el mes noviembre

- Diciembre



**Figura 7. 22:** Potencias de refrigeración para el mes de diciembre

Los resultados que se pueden extraer de las gráficas muestran lo esperado. Para los meses de invierno la potencia aportada por los módulos fotovoltaicos es en torno a la mitad que de la potencia obtenida en los meses de verano. Las curvas que muestran la potencia aportada ascienden a lo largo del año desde enero hasta Julio y Agosto obteniendo en dichos meses los valores máximos de potencia aportada por el colector fotovoltaico. De igual manera ascienden las curvas que reflejan los valores de potencia de refrigeración necesaria. Sin embargo el aumento de estas es inferior por lo que en los meses de Julio y Agosto salvo en horas puntuales, horas en las que se produce una reducción drástica de la radiación solar posiblemente debido a precipitaciones o a la alta nubosidad del cielo, el sistema sería totalmente autónomo sin necesidad de verse obligado a emplear otro medio de generación de potencia mecánica para la obtención de la energía. En el resto del año el sistema es autónomo a lo largo de la mayoría de las horas del trayecto a excepción de las primeras horas de la mañana y en horas puntuales en las que se puede suponer al igual que en los meses de verano que la radiación solar no es suficiente debido a la climatología. Aunque en dichos meses la potencia necesaria de refrigeración es notablemente inferior también lo es la irradiación solar sobre el plano horizontal. Es debido a esto y al ángulo de incidencia de la radiación a primeras horas de la mañana por lo que la potencia aportada es prácticamente nula en estos casos por lo que es necesario una fuente externa de energía para abastecer el sistema de refrigeración en dichos casos.

Una vez se cuenta con los datos de potencia generada y potencia necesaria se puede estimar la energía de refrigeración necesaria y la energía aportada por el colector a lo largo de todo el año. Suponiendo que los valores de potencia reportados por el programa se mantienen inalterables a lo largo de toda la hora que representan se puede obtener la energía de dicho intervalo horario multiplicando dicho valor por los 3600 segundos que dura una hora. De esta forma la energía aportada por los colectores ( $E_G$ ) y la energía necesaria ( $E_R$ ) a lo largo de todo el año es la siguiente:

$$E_R = 3.2825 \cdot 10^9 J$$

$$E_G = 1.0557 \cdot 10^{10} J$$

Es posible calcular también la energía de ahorro que se obtiene del sistema durante el año. Para ello es necesario estudiar que energía es empleada en la refrigeración y cual se destina a alimentar las baterías. Se supondrá que esta última no genera un ahorro en el sistema. Es necesario hacer este cálculo hora a hora debido a que no todas las horas del año se genera energía. Los resultados obtenidos son:

$$E_A = 3.2046 \cdot 10^9 J$$

La energía generada por el panel fotovoltaico empleada en el sistema de refrigeración es un 2,38% inferior a la necesaria a lo largo del año. El sistema sería prácticamente autosuficiente sin necesidad de un aporte extra de energía considerable. Pero los resultados muestran también que el sistema está desaprovechado. Solo el 30,17% de la energía aportada por el colector fotovoltaico es utilizada por el sistema de refrigeración. Hay entonces un alto grado de desaprovechamiento de la energía ya que una gran cantidad esta se derivaría a las baterías del camión. Sin embargo estas baterías ya son cargadas por el motor térmico del camión. Es por esto que la mayor parte de esta energía quedaría desaprovechada. Se podría reducir este valor colocando un panel fotovoltaico más pequeño que generase menos energía



pero de esta forma también se reduciría la potencia empleada en el sistema de refrigeración dejando una mayor parte de la energía necesaria sin abastecer.

## 8. Análisis económico

Para saber si la instalación es rentable es necesario conocer el coste de la misma. La mayor parte de la inversión se realiza en la compra de los paneles solares. La instalación de los módulos fotovoltaicos supone un coste extra debido a las estructuras necesarias y a la electrónica pertinente. Dicho coste se estimará del 30% del coste de los módulos. El panel fotovoltaico puede adquirirse mediante diferentes distribuidores especializados a un precio que ronda los 300€. Este es el precio de un solo panel el cual cuenta con un área de  $1,52591\text{m}^2$ . Se puede suponer un coste del panel total hallando el coste por metro cuadrado del panel fotovoltaico y multiplicando este coste unitario por los metros cuadrados de la cubierta del camión. De esta forma se obtiene:

$$\text{Coste del panel fotovoltaico} = \frac{300\text{€}}{1.52591\text{m}^2} \cdot 18.825\text{m}^2 = 3701\text{€}$$

Es necesario sumarle a esta cifra el coste del resto de la instalación. Como se ha mencionado anteriormente se puede suponer del 30% del coste del panel. Este coste es debido a los soportes que anclan el panel a la cubierta de la caja del camión, al deflector delantero que reduce las pérdidas aerodinámicas y a la electrónica necesaria para poder aprovechar la energía interceptada por el panel fotovoltaico.

$$\text{Coste de la instalación} = 3701\text{€} \cdot 1.3 = 4811.3\text{€}$$

Para conocer si el hecho de colocar paneles fotovoltaicos es rentable en términos económicos es necesario hallar el período de amortización de la instalación. Esta instalación será amortizada por el ahorro de combustible que se produce al no necesitar de la potencia del motor térmico para hacer que el sistema de refrigeración funcione. Para ello es necesario conocer el consumo del motor térmico. Puede realizarse una estimación muy simple utilizando el poder calorífico del combustible y la potencia que desarrolla el motor del camión. Simplificando al máximo la ecuación de la energía se puede suponer que la potencia del motor es igual al consumo de combustible multiplicado por el poder calorífico del combustible y por el rendimiento del motor. De esta forma la expresión se reduce de la siguiente forma:

$$P_m = \dot{E} = \dot{m}_c \cdot P_{CS} \cdot \eta \quad (8.1)$$

La potencia mecánica del motor equivale a  $169\text{kW}$  lo que es lo mismo  $169 \cdot 10^3 \text{ J/s}$ . El poder calorífico del diésel es  $43 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$  y el rendimiento del motor puede suponerse del 40%. Con esos datos puede obtenerse un consumo de combustible por unidad de tiempo despejando la ecuación anterior:

$$\dot{m}_c = \frac{P_m}{P_{CS} \cdot \eta} = \frac{169 \cdot 10^3 \text{ J/s}}{43 \cdot 10^6 \text{ J/kg} \cdot 0.43} = 9.1401 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 9.1401 \frac{\text{g}}{\text{s}}$$

Con este consumo de combustible por segundo puede calcularse los litros de combustible empleados en un viaje suponiendo el tiempo empleado en realizar el trayecto de 6 horas y que la densidad del diésel es  $\rho_{diesel} = 0.85 \frac{g}{cm^3}$ :

$$V_{comb} = \frac{\dot{m}_c}{\rho_{diesel}} \cdot \frac{3600s}{1h} \cdot 6h = \frac{9.1401 \frac{g}{s}}{0.85 \frac{g}{cm^3} \cdot \frac{1000cm^3}{1l}} \cdot \frac{3600s}{1h} \cdot 6h = \mathbf{232.26 l}$$

El consumo de combustible del camión en el trayecto es de **232.26 l** de diésel. El precio medio del gasóleo en el año 2014 fue de 1.3031 €/l. El coste en combustible de cada trayecto es entonces de 302.57€/día. El coste anual en combustible será la cantidad anterior multiplicada por los 365 días del año. Se obtiene entonces que el coste anual en combustible es de **110.438,05 €/año**. Puede calcularse con un método similar el ahorro en combustible al utilizar los paneles fotovoltaicos haciendo uso de la energía de ahorro calculada en el apartado anterior.

$$m_{comb_{ahorro}} = \frac{E_A}{P_{CS} \cdot \eta} = \frac{3.2046 \cdot 10^9 J}{43 \cdot 10^6 J/kg \cdot 0.43} = 173.32 kg$$

$$V_{comb_{ahorro}} = \frac{173.32 kg \cdot 1000 \frac{g}{kg}}{0.85 \frac{g}{cm^3} \cdot \frac{1000cm^3}{1l}} = \mathbf{203.91 l}$$

El ahorro en combustible que se produce al año es el equivalente al empleo de 203.91 litros de combustible o lo que es lo mismo **265.71 €/año**, un 0.24% de ahorro al año. El período de amortización de la instalación resultará demasiado elevado.

$$t_{amortización} = \frac{4811.3€}{265.71 €/año} = \mathbf{18.11 años}$$

El período de amortización es muy elevado. Por tanto la aplicación de paneles fotovoltaicos en el camión a estudiar en el trayecto seleccionado no es rentable en términos económicos.

Si se lograra aprovechar todo la potencia generada por los paneles fotovoltaicos derivando la potencia sobrante a las baterías del camión y suponiendo un ahorro en esta derivación el ahorro producido en combustible pasaría a ser:

$$V_{comb_{ahorro}} = \frac{E_G}{P_{CS} \cdot \eta \cdot \rho_{diesel}} = \frac{1.0557 \cdot 10^{10} J}{43 \cdot 10^6 J/kg \cdot 0.43 \cdot 0.85 \frac{kg}{l}} = 671.71l$$

$$ahorro = 671.71l \cdot 1.3031 \frac{€}{l} = 875.31€$$

$$t_{amortización2} = \frac{4811.3€}{875.31 €/año} = \mathbf{5.5 años}$$

En este caso el período de amortización se reduce drásticamente pero el ahorro sigue siendo demasiado pequeño siendo esta vez del 0.8% del combustible empleado por el camión en un año. Cabe la posibilidad de que para camiones de mayor tamaño donde la potencia necesaria de refrigeración es mucho más elevada con respecto a la necesaria para este camión el empleo de paneles solares sea rentable. Se descarta así la posibilidad de integración de



paneles solares que sirvieran de soporte a la potencia necesaria de refrigeración en el caso de camiones pequeños.



# Bibliografía

- [1] F.P. Incropera y D.P. De Witt. *Fundamentos de Transferencia de Calor*. Editorial Prentice Hall. 4ª edición. 1999.
- [2] J.H Mathews, K.D. Fink. *Métodos Numéricos con MATLAB*. Prentice Hall 1999
- [3] M. Izquierdo. *Energías Renovables, apuntes de la asignatura*. Curso 2011/2012.
- [4] A. Soria. *Calor y Frío Industrial, apuntes de la asignatura*. Curso 2013/2014.
- [5] [www.fomento.gob.es](http://www.fomento.gob.es)
- [6] [www.dgt.es](http://www.dgt.es)
- [7] [www.thermoking.com](http://www.thermoking.com)
- [8] [www.idae.es](http://www.idae.es)
- [9] [www.exiomsolution.com](http://www.exiomsolution.com)
- [10] [www.energy.gov](http://www.energy.gov)